

Rec'd PCT/PTO 08 OCT 2004
PCT/DE 03 / 01176

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)



REC'D 25 JUN 2003

WIPO

PCT

Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen:

102 46 047.7

Anmeldetag:

02. Oktober 2002

Anmelder/Inhaber:

LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung:

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum
Betrieb eines Kraftfahrzeuges

IPC:

B 60 K 41/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 10. März 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Joost

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0580 S DE

Patentanspruch

1. Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe im Antriebsstrang, gekennzeichnet durch mindestens eines der in den nachfolgenden Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder der Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0580 S DE

Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines
Kraftfahrzeuges

5 Die Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe im Antriebsstrang.

10 Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1 eine Antriebseinheit 2, wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine, auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des Fahrzeuges 1 ein Drehmomentübertragungssystem 3 und ein Getriebe 4 angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3 im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das Drehmomentübertragungssystem 3 an das Getriebe 15 4 und von dem Getriebe 4 abtriebsseitig an eine Abtriebswelle 5 und an eine nachgeordnete Achse 6 sowie an die Räder 6a übertragen wird.

20 Das Drehmomentübertragungssystem 3 ist als Kupplung, wie z. B. als Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann. Das Getriebe 4 ist ein

unterbrechungsfreies Schaltgetriebe (USG). Entsprechend dem erfindungs-
mäßigen Gedanken kann das Getriebe auch ein automatisiertes Schaltgetriebe
(ASG) sein, welches mittels zumindest eines Aktors automatisiert geschaltet
werden kann. Als automatisiertes Schaltgetriebe ist im weiteren ein automati-
5 siertes Getriebe zu verstehen, welches mit einer Zugkraftunterbrechung ge-
schaltet wird und bei dem der Schaltvorgang der Getriebeübersetzung mittels
zumindest eines Aktors angesteuert durchgeführt wird.

Weiterhin kann als USG auch ein Automatgetriebe Verwendung finden, wobei
10 ein Automatgetriebe ein Getriebe im wesentlichen ohne Zugkraftunterbrechung
bei den Schaltvorgängen ist und das in der Regel durch Planetengetriebestufen
aufgebaut ist.

Weiterhin kann ein stufenlos einstellbares Getriebe, wie beispielsweise Kegel-
15 scheibenumschlingungsgetriebe eingesetzt werden. Das Automatgetriebe kann
auch mit einem abtriebsseitig angeordneten Drehmomentübertragungssystem
3, wie eine Kupplung oder eine Reibungskupplung, ausgestaltet sein. Das
Drehmomentübertragungssystem 3 kann weiterhin als Anfahrkupplung
und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheits-
20 kupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment aus-
gestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann eine Trockenrei-
bungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispiels-
weise in einem Fluid läuft. Ebenso kann es ein Drehmomentwandler sein.

Das Drehmomentübertragungssystem 3 weist eine Antriebsseite 7 und eine Abtriebsseite 8 auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7 auf die Abtriebsseite 8 übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a mittels der Druckplatte 3b, der Tellerfeder 3c und dem Ausrücklager 3e sowie dem Schwungrad 3d kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20 mittels einer Betätigungseinrichtung, z. B. einem Aktor, betätigt.

Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 erfolgt mittels einer Steuereinheit 13, wie z. B. einem Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a und den Aktor 13b umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können der Aktor 13b und die Steuerelektronik 13a auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie z. B. Gehäusen, angeordnet sein.

Die Steuereinheit 13 kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12 des Aktors 13b enthalten. Dadurch kann beispielsweise vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b besteht aus dem Antriebsmotor 12, wie z. B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12 über ein Getriebe, wie z. B. ein Schneckengetriebe, ein Stirnradgetriebe, ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11 wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11 kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b, wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a, wird mit einem Kupplungswegsensor 14 detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer
5 Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11 ist über eine Druckmittelleitung 9, wie z. B. eine Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10 verbunden. Das Ausgangselement 10a des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20, z. B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden,
10 so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a des Nehmerzylinders 10 bewirkt, dass das Ausrückmittel 20 ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3 übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystems 3 kann druckmittelbetätigbar sein, d. h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betätigung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der
15 als Antriebselement 12 vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12 des Aktors 13b kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet
20 werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d und der Druckplatte 3b gezielt erfolgt. Über
5 die Stellung des Ausrückmittels 20, wie z. B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers, kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition.
10 Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20 in dieser Position fixiert werden.
15 Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen werden, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form
20 von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 werden weiterhin Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des ge-

samen Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektronikeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappenstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

Die Fig. 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15, ein Motordrehzahlsensor 16 sowie ein Tachosensor 17 Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13 weiterleiten. Die Elektronikeinheit, wie z. B. eine Computereinheit, der Steuerelektronik 13a verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b weiter.

Das Getriebe ist als z. B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18 gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18 betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an dem Schalthebel 18 des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13 weiterleitet. Der Sensor 19a ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die Schaltab-

sichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a, 19b kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18 wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13 steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b ausgibt. Der Antriebsmotor 12 des Aktors 13b, z. B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13 ein Steuerprogramm als Hard- und/oder als Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13 hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten

können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2 des Fahrzeuges 1, die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystems 3 herrscht, und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1 bestimmt werden können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a und 19b den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a, 19b am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren, beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31 am Lasthebel 30, wie z. B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein weiterer Sensor 32 kann als Leerlaufschalter fungieren, d. h. bei betätigtem Lasthebel 30 bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32 eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30 ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30 betätigt wird. Der Lasthebelsensor 31 detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30.

Die Fig. 1 zeigt neben dem Lasthebel 30 und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40 zur Betätigung der Betriebsbremse oder der Feststellbremse, wie z. B. ein Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 41 ist an dem Betätigungselement 40 angeordnet und

überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41 ist beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Bremsenbetätigungselement 40 betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41 kann eine Signaleinrichtung, wie z. B. eine Bremsleuchte, in Signalverbin-
5 dung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41 kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsenbetätigungselementes 41 ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer
10 Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Nachfolgend wird eine Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Anpassung der Kupplungsbetätigungskraft bevorzugt an eine lineare Kompensationsfeder vorgeschlagen wird.

15

Es hat sich gezeigt, dass die Kraftkennlinie einer zugeführten Kupplung im wesentlichen durch die Charakteristik der Belagfederung gekennzeichnet wird. Bei einer Kompensation mit einer linearen Druckfeder, wie z. B. bei einem Steller eines elektronischen Kupplungsmanagement (EKM-Steller), kann die Betätigungs-
20 kraft nur etwa halbiert werden, wobei ein Wechsel der Krafttrichtung erfolgt.

Erfindungsgemäß kann vorgesehen sein, dass die Belastung des Kupplungsstellers durch den Einsatz einer zusätzlichen Lastfeder oder dgl. verändert wird, so dass diese dadurch besser an die Charakteristik z. B. einer linearen Kompensati-

onsfeder angepasst werden kann. Hierbei wird die Kraft – Charakteristik einer Tellerfeder oder dgl. verwendet. Das Hebelsystem der zugeprägten Kupplung kann derart ausgebildet sein, dass das Ausrücklager über den gesamten Bewegungsbereich eine höhere Last aufbringen muss. Diese Kraft–Weg–Kennlinie
5 kann von dem Kupplungssteller mit einer einfachen linearen Druckfeder in vorteilhafter Weise kompensiert werden.

In Figur 2 sind zwei Diagramme nebeneinander dargestellt. In beiden Diagrammen ist der Verlauf der Betätigungskraft mit I und der Verlauf der Stellerlast mit II
10 sowie der Verlauf der Kompensationskraft mit einer gestrichelten Linie über dem Stellerweg dargestellt. In dem linken Diagramm in Figur 2 ist eine bisherige Kraftkennlinie mit einer linearen Druckfeder kompensiert, wobei in dem rechten Diagramm eine veränderte Kraftkennlinie mit gleicher Kompensation und resultierender Stellerbelastung dargestellt ist.

15 In Figur 3 ist ein Kupplungssystem schematisch dargestellt, wobei die jeweils angreifenden Kräfte in der Prinzipsdarstellung gezeigt sind. Daraus ergibt sich das Prinzip der Betätigungskraftveränderung durch eine Tellerfederwirkung.

20 Zu berücksichtigen ist dabei, dass sich bei einem Verschleiß der Kupplungsscheibe die Stellung des Hebels der Tellerfeder verändert wird. Die Folge daraus ist eine schnelle Veränderung der Kraftkennlinien. Diese Veränderung kann gemäß der vorgeschlagenen Erfindung vermieden werden.

Demnach kann z. B. vorgesehen sein, dass eine geeignete Nachstelleinrichtung bevorzugt an der Druckplatte und/oder an der Kupplungsscheibe oder dergleichen vorgesehen ist. Diese mögliche Ausgestaltung ist in Figur 4 schematisch angedeutet.

5

Im Rahmen einer vorteilhaften Weiterbildung der vorliegenden Erfindung kann vorgesehen sein, dass die Nachstelleinrichtung auch zwischen dem Deckel und der Hebelplatte mit dem Deckelanschlag an den Tellerfederungen der Hebelplatte vorgesehen ist. Daraus ergibt sich der Vorteil, dass eine relativ konstante

10 Lage des Ausrückwegbereiches gegeben ist.

In Figur 5 ist die Kompensationsfeder an der Außenseite der Hebelplatte im Neutralzustand und nach der Verschleißnachstellung gezeigt.

15 In Figur 6 ist die Kompensationsfeder an der Innenseite der Hebelplatte ebenfalls im Neutralzustand und nach der Verschleißnachstellung gezeigt.

Durch die Abstimmung der Kraftkennlinien der Belagfederung, der Anpassungstellerfeder und der Kompensationsfeder im Aktor, ist es möglich, dass die Aktorbelastung positiv beeinflusst wird. Dies ergibt sich aus den nachfolgenden Figuren.

20

In den Figuren 7 bis 9 sind jeweils zwei Diagramme nebeneinander dargestellt. In dem linken Diagramm sind jeweils die Verläufe der Belagfederung A und der Be-

tätigungskraft B mit einer durchgezogenen Linie sowie der Verlauf der Hebel-
tellerfeder mit einer gestrichelten Linie über dem Druckplattenweg gekennzeichnet.
In dem rechten Diagramm sind jeweils die Verläufe der Betätigungskraft I und der
Stellerlast II mit einer durchgezogenen Linie sowie der Verlauf der Kompensati-
5 onskraft mit einer gestrichelten Linie über dem Stellerweg dargestellt.

Aus Figur 7 ist ersichtlich, dass bei einer hohen Tellerfederkraft und bei einer ho-
hen Kompensationsfederkraft positive Stellkräfte an dem Aktor bewirkt werden.
Bei einer verminderten Tellerfederkraft und gleicher Kompensationsfederkraft be-
10 zogen auf Figur 7, kann erkannt werden, dass ein Wechsel der Stellkrafttrichtung
am Aktor erreicht wird, wie dies auch in Figur 8 angedeutet ist. Bei einer hohen
Stellerfederkraft und einer noch stärkeren Kompensationsfederkraft wird an dem
Aktor ein großer Bewegungsbereich mit minimalen Stellkräften realisiert. Dies er-
gibt sich insbesondere aus Figur 9.

15

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann vorgesehen sein, dass durch ein
deckelfestes Ausrücksystem höhere Ausrückkräfte des Aktors abgestützt werden
können. Dabei wird eine höhere Belastung der Kuppelwellenlager in vorteilhafter
Weise vermieden.

20

Es hat sich gezeigt, dass es von Vorteil ist, wenn an dem Ausrücklager nur eine
Kraft in eine Richtung wirkt. Dies bedeutet, dass einfach aufgebaute Ausrücklager
und ein ebenfalls einfaches Deckellager verwendet werden können. Auf diese
Weise kann auch die Montage bzw. Demontage erleichtert werden.

Auch für die resultierende Aktorbelastung ist es vorteilhaft, wenn eine Anordnung mit nur einer Krafrichtung am Aktorgetriebe realisiert wird. Dies ist insbesondere für die Gestaltung der Getriebeteile und Lagerungen günstig und kann darüber
5 hinaus das Umkehrspiel der Aktorik verringern oder auch vermeiden.

Die vorgeschlagene Kupplungsbetätigung kann bevorzugt bei automatisierten Kupplungssystemen zum Einsatz kommen.

10 Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine axiale Bewegungskompensation in dem Kupplungsaktor für mit einem Kabel betätigte Freigabesysteme, wie z. B. dem mechanischen Zentralausrücker, vorgeschlagen wird.

15 Bei einem Kupplungsaktor kann ein sogenannter mechanischer konzentrisch angeordneter Hilfszylinder mit einem Kabel als elektrische Verbindung vorgesehen sein. Dieses Kabel kann bevorzugt an die Mutter eines Spindelantriebes angeschlossen werden, welcher folglich durch einen Elektromotor angetrieben wird.

20 In Folge des äußeren Teiles des mechanischen Zentralausrückers, welches durch das geführte Kabel rotiert, kann eine axiale Bewegung stattfinden. Diese bewirkt eine Veränderung der relativen Positionen des Kabels, wo dieses den mechanischen Zentralausrücker verlässt und wo dieses in den Aktor entritt und es an der Spindelmutter befestigt ist.

Es ist möglich, dass die Kabelführung bei einem mechanischen Zentralausrücker spiralförmig vorgesehen ist und somit zumindest einen Teil der axialen Bewegung kompensiert wird. Bei den in den Figuren 10 und 11 gezeigten Beispielen liegt die gesamte axiale Bewegung bei etwa 24 mm. Die Kabelführung kompensiert dabei über 7,5 mm. Die restliche Bewegung bewirkt eine Biegung des Kabels. Solange das Kabel ausreichend flexibel und ausreichend viel Freiraum in dem Aktuator zur Verfügung hat, treten keine Fehler hinsichtlich der Führung bei dem Kabel auf.

10 Erfindungsgemäß kann eine geeignete Kompensation der axialen Bewegung des Kabels vorgeschlagen werden, um Nachteile bei der Führung des Kabels zu vermeiden. Insbesondere werden drei Möglichkeiten angegeben, welche in den Figuren angedeutet sind, wobei in Figur 10 eine minimale und Figur 11 eine maximale Position der axialen Bewegung gezeigt ist.

15

Zum einen kann der Steigungswinkel der Kabelführung bevorzugt erhöht werden. Jedoch ist bei dieser Vorgehensweise ein ausreichender axialer Raum in dem Kupplungsgehäuse erforderlich, welches unter Umständen nicht bei jeder Ausführungsform verfügbar ist.

20

Gemäß einer anderen vorteilhaften Weiterbildung der vorliegenden Erfindung kann vorgesehen werden, dass die Mutter des Spindelantriebs in einem definierten Weg um die Spindel rotieren kann, während die Mutter eine Bewegung von einem Minimum bis einem Maximum durchführt. Auf diese Weise folgt das Kabel

im wesentlichen der axialen Bewegung. Dies kann z. B. durch eine spiralförmige Ausgestaltung in dem Gehäuse des Aktors erreicht werden, in dem die Mutter verschoben wird. Dadurch kann eine Fehlausrichtung des Kabels in vorteilhafter Weise vermieden werden.

5

Es ist auch möglich, dass die beiden vorgenannten Möglichkeiten miteinander kombiniert werden, um ein Minimum an Fehlausrichtung zwischen den beiden Kabelenden zu realisieren.

10 Diese erfindungsgemäße Kompensation von axialen Bewegungen bei einem Kabel werden bevorzugt bei Getriebe bzw. Kupplungsaktoren eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG), eines unterbrechungsfreien Schaltgetriebes (USG), eines Parallelschaltgetriebes (PSG) oder dgl. verwendet.

15 Nachfolgend wird eine nächste Ausgestaltung beschrieben, bei der ein verbesserter Spindeltrieb für einen Kupplungsaktor vorgeschlagen wird.

Der vorgeschlagene Kupplungsaktor umfasst im wesentlichen einen Gleichstrommotor, eine Motorwelle, welche im Bereich des Spindeltriebes integriert ist, 20 einen Anschlag mit definierter Elastizität an der Spindel bei der Position 0, welches dem Zustand „Kupplung vollständig geschlossen“ entspricht, eine Spindel-mutter, welche axial bewegbar jedoch drehfest vorgesehen ist, ein Zugkabel, welches mit der axial bewegbaren Spindel an einem Ende verbunden ist und mit dem anderen Ende in die Kabelführung des mechanischen konzentrischen Freigabe-

mechanismus eingehakt ist, welcher als mechanischer Zentralausrücker (MZA) bezeichnet wird, und ein Gehäuse, welches zumindest eine Verbindung zum elektrischen Motor aufweist und eine Dichtung zwischen dem Aktor und dem Getriebe vorsieht sowie eine Führung für die Spindelmutter und eine Verbindung für
5 einen Gummibalg an dem Ausgang des Kabels aufweist.

In Figur 12 ist eine Explosionsdarstellung des vorgeschlagenen Aktors dargestellt.

Die übliche Funktion des vorgeschlagenen Aktors ist es, dass durch Axialbewegungen der Spindelmutter das Kabel in Richtung des Elektromotors gezogen wird
10 und somit das äußere Teil des mechanischen Zentralausrückers (MZA) gedreht wird, wobei die Rotationsbewegung in eine axiale Bewegung auf das Freigabelager übertragen wird.

15 Nachfolgend werden die Komponenten, welche für die Ausgestaltungsmöglichkeiten wesentlich sind und die wichtigen Merkmale der Aktorkonzeption beschrieben.

Eine Kombination dieses Aktorkonzepts mit dem mechanischen Zentralausrücker (MZA) ist in Figur 13 durch eine dreidimensionale schematische Darstellung angedeutet. Als Ausrücksystem wird ein neuartiges mechanisches konzentrisch ausgebildetes Ausrückmechanismus vorgeschlagen. Dieser Mechanismus kann
20 durch ein Kabel betätigt werden. Eine wesentliche Modifikation ist die Änderung der Bewegungsrichtung zum Ausrücken der Kupplung in die Uhrzeigersinn Rich-

tung. Ferner wird der Kabelführungsabschnitt von 120° auf ca. 80° reduziert. Darüber hinaus kann die Kabelführungsspirale entsprechend angepasst werden.

Ferner sind sämtliche andere Parameter beibehalten worden. Die gewählten Parameter sind in der nachfolgenden Tabelle gezeigt:

5

Beschreibung	Wert	Einheit
Durchmesser des mechanischen Zentralausrückers an der Position, wo das Kabel befestigt und in den Zentralausrücker verläuft d_{k_MZA}	90	mm
Kugelrampenwinkel $\alpha_{\text{Kugelrampe}}$	45	Grad
Kugellager Durchmesser in dem MZA d_{MZA}	30,65	mm
Spezifische Ausrückbewegung $s_{\text{Ausrück_nom}}$	17	mm
erforderliche Drehung des MZA $\alpha_{\text{rot_MZA}}$	64	Grad
Gesamtwinkel des Bogens, in dem das Kabel geführt ist α_{Kabel}	80	Grad

- 10 Bei dem vorgeschlagenen Konzept für den neuen Schaltaktor kann in vorteilhafter Weise bevorzugt der übliche Elektromotor verwendet werden. Die hohe Momentenkapazität und die Temperaturstabilität sowie die geringe Massenträgheit ist für das vorgeschlagene Aktorkonzept sehr vorteilhaft.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Motordaten beschrieben, welche für das beschriebene Konzept verwendet werden:

Beschreibung	Wert	Einheit
Leerlaufdrehzahl n_i	450	U/min.
Massenträgheit des Elektromotors J_m	$5,2 \times 10^{-6}$	kgm^2
Maximales Motormoment $M_{\text{mot_MAX}}$	1	Nm
Durchschnittliche Drehzahl des Motors v_{mot}	3000	U/min
Durchschnittliche Winkelgeschwindigkeit ω_{mot}	314	1/sec
Ausrückbewegung pro Rotation s_{1_rot}	0,68	mm
Keine Rotation des Elektromotors pro mm Ausrückbewegung	1,47	rot/mm

5 Die Motorwelle, welche die Lager und den Motorflansch umfasst, kann geeignet modifiziert werden.

Die Spindel und die Mutter sind die wichtigen Komponenten bei dieser Konzeption. Die Spindel ist ein Teil der Motorwelle, wobei das Gewinde bevorzugt entlang der Motorwelle vorgesehen ist. Die Welle kann durch zwei Lager in dem Elektromotor gehalten werden. Die konstruktive Ausgestaltung der Welle kann noch geeignet verändert werden. In der nachfolgenden Tabelle sind die Parameter, welche verwendet werden, dargestellt:

Beschreibung	Wert	Einheit
Nominaler Schraubendurchmesser Trapezgewinde DIN 103d	10	mm
Kegeldurchmesser d _k	7,5	mm
Flankendurchmesser d ₂ = D ₂	9	mm
Steigung P	2	mm
Radius, bei dem das Kabel mit der Mutter verbunden ist r _c	9	mm
Winkel des Gewindes alpha_Gewinde	4,05	Grad
Spindelreibungskoeffizient (durchschnittlicher Wert) μ	0,15	
Modifizierter Reibungskoeffizient, um 30 % des Druckwinkels zu erreichen μ'	0,1553	
Wirkungsgrad des Spindelantriebs bei durchschnittlichem Reibungskoeffizient eta _{ls}	31,3	%
Maximale Axialbewegung der Mutter bei 17 mm Ausrückbewegung an einem Standard MZA s _{n_max}	50	mm
Ungefähres Gewicht der Spindel w _{ls}	0,040	kg
Massenträgheit der Spindel J _s	4,5 x 10 ⁻⁷	kgm ²
Maximale Umfangskraft an der Spindel am mittleren Durchmesser (D ₂) und bei 80 % des maximalen Motormoments F _{u_max}	178	N
Maximale mögliche Axialkraft an der Spindel bei 80 % des maximalen Motormoments F _{ls}	786,5	N
Maximaler Oberflächendruck p _s	2,78	N/mm ²
Oberflächengeschwindigkeit an der Spindel bei einer Motor-	1,414	m/sec

geschwindigkeit von 3000 U/min v_Oberfläche		
Moment/Seitenbelastung an der Mutter in Folge des off set	6,3	Nm
Kabels Annahme Belastung am Kabel = 700 N T_n		

In Figur 14 ist ein mögliches Spindelgewinde gemäß DIN 103 dargestellt. Auf Grund des freien Endes der Spindel und in Folge der seitlichen Belastung kann die Biegebelastung und die Durchbiegung berechnet werden. Im schlechtesten Fall sollte angenommen werden, dass die maximale Kabelbelastung bei 1000 N liegt, wenn ein Durchmesser von 10 mm vor der Null Position der Spindel vorliegt.

Die auftretenden Kräfte und Momente sind schematisch in Figur 15 dargestellt.

10 Die Durchbiegung der Welle kann mit der folgenden Gleichung berechnet werden.

$$s = \frac{L^3}{3} \cdot \frac{F_R}{E \cdot I_a} = \frac{(400)^3}{3} \cdot \frac{225N}{210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,049 \cdot (9mm)^4} = 0,071mm$$

wobei s die Durchbiegung der Welle und L die Länge ist, wenn eine Kraft auf 40 mm beaufschlagt wird. F_R ist die Radialkraft mit $F_R = F_{c_max} \cdot R_{c/l}$ und E ist der Betrag der Elastizität für Stahl mit $E \approx 210 \cdot 10^3 N/mm^2$. Mit I_a wird das axiale Moment bei einer Massenträgheit von $0,049 \cdot d_2^4$ bezeichnet.

15

Die Biegespannungen können mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$\sigma = \frac{M_L}{W} = \frac{F_{c_max} \cdot r_c}{0,0098 \cdot d_2^3} = \frac{1000N \cdot 9mm}{0,098 \cdot (9mm)^3} = 126 \frac{N}{mm^2}$$

wobei M_L das durch die Kabelkraft erzeugte Moment, W das Schnittmodul und σ_{\max} die maximale Biegespannung sind, welche für Stahl C35 = 300 N/mm² ist.

5

Ferner wird die Lageanordnung betrachtet, wobei das Lager A das Festlager sein kann, welches die gesamte Axialkraft aufnehmen sollte. Auch unter schlechtesten Bedingungen, d. h. Reibungskoeffizient des Spindelantriebes von .. 0,07 und maximales Motormoment sowie Axialbelastung an der Spindel von > 1000 N sollte
10 das Lager A standhalten. Die radiale Belastung des Lagers wirkt an dem Lager B und kann über 800 N annehmen.

15

Die Reibungskoeffizienten zwischen der Spindel und der Schraube sollten ebenfalls als kritische Parameter berücksichtigt werden. Ferner ist der Einfluss der
Seitenbelastung zu beachten, welche den Wirkungsgrad verringern könnte. Des
weiteren werden die Wirkungen der Seitenbelastung bei verschiedenen Materialien und unterschiedlicher konstruktiver Ausgestaltungen des Spindelgewindes betrachtet. Theoretisch sollte der Reibungskoeffizient höher als 0,07 sein, um das Selbsthaltevermögen des Aktors zu realisieren. Auf der anderen Seite sollte der
20 Reibungskoeffizient nicht den Wert von 0,25 übersteigen, um den Wirkungsgrad in einem akzeptablen Bereich zu halten.

Bezüglich der Lebensdauer sollte angenommen werden, dass die Gesamtbewegung der Mutter einen Wert von über 600 km sicher erreichen kann. Insbesondere

in Folge der hohen Belastungen, der hohen Oberflächengeschwindigkeiten und der hohen Temperaturen kann eine hohe Lebensdauer erwartet werden. Jedoch diese wird durch Materialeigenschaften, Belastungscharakteristiken und Toleranzen sowie Oberflächenbearbeitungen beeinflusst. Ferner kann die Lebensdauer
5 durch Temperaturverläufe, durch die Schmierung und durch Verunreinigungen etc. beeinflusst werden.

Es ist deshalb sehr wichtig, eine Lebensdauer anhand einiger Katalogwerte vor-
auszuberechnen. Ferner ist zu beachten, wenn die Belastung an der Spindel-
10 mutter nur in eine Richtung erfolgt, kann die Lebensdauer ohne die Berücksichtigung der jeweiligen Gegenbewegungen erhöht werden.

Nachfolgend werden unterschiedliche Tests aufgeführt, bei denen verschiedene Materialien für die Spindelmutter verwendet werden.

15

Beispielsweise ein Kunststoffmaterial (iglidur X), welches temperaturbeständig und selbstschmierende Eigenschaften (-100° bis 315° Celsius) aufweist. Möglicherweise kann zusätzlich eine Schmierung vorgesehen werden. Allerdings sinkt die Lebensdauer bei steigender Temperatur. Jedoch weist dieses Material eine
20 hohe Belastungskapazität und eine geringe Anfälligkeit gegenüber Verschmutzungen auf. Darüber hinaus sinkt der Reibungskoeffizient bei steigender Belastung.

Des weiteren kann ein Kunststoff, z. B. PTFE oder dergleichen, und ein faserverstärktes Graphit-Hochleistungs-Kunststoffmaterial verwendet werden (PeeK).

Es ist auch denkbar, Bronze oder dergleichen als Werkstoff zu verwenden, denn
5 es ergibt sich eine höhere Belastungskapazität als bei Kunststoffmaterialien, wobei zumindest an der Unterseite eine Schmierung vorteilhaft ist.

Aus dem vorgenannten ergibt sich, dass bevorzugt gewalzte Stahlwellen mit Gewinde verwendet werden. Bei der Verwendung von Kunststoffmaterialien sollte
10 eine Oberflächenhärte der Welle von etwa > 50 HRC erreicht werden.

Es ist vorteilhaft, wenn ein Drehen der Mutter verhindert wird. Es sind verschiedene Möglichkeiten dafür denkbar. Beispielsweise kann vorgesehen sein, dass ein Stift in einem entsprechenden Schlitz als Verdrehsicherung vorgesehen ist. In Figur
15 16 ist eine mögliche Ausgestaltung gezeigt, bei der die Mutter und das Gehäuse derart ausgestaltet sind, dass die Mutter in der Lage ist in dem Gehäuse zu gleiten jedoch nicht zu rotieren. Wie aus Figur 16 zu erkennen ist, korrespondieren die Querschnittsbereiche der Mutter und des Gehäuses, sodass die Mutter in axialer Richtung in dem Gehäuse geführt ist.

20

Um mögliche Reibverluste in Folge der Schiebebewegung zu berechnen, wird folgende Berechnung mit nachfolgenden Annahmen durchgeführt:

-die Kontaktoberfläche zwischen der Mutter und dem Gehäuse ist etwa bei einem mittleren Durchmesser von 24 mm festgelegt;

-maximaler Reibungskoeffizient liegt zwischen der Spindel und der Mutter bei $\mu = 0,3$;

5 -das maximale effektive Motormoment hat einen Wert von 0,8 Nm.

Nachfolgend werden diese Werte in einer Tabelle dargestellt:

Beschreibung		Wert	Einheit
Reibungskoeffizient zwischen dem Stift und dem Gehäuse (worst case)	μ_{n_h}	0,3	
Mittlerer Durchmesser, an dem die Mutter das Gehäuse berührt, um die Mutter radial zu fixieren	$d_{c_{n_h}}$	24	mm
Reibungswinkel basierend auf μ	ϕ	16,70	Grad
Radiale Kraft an der Mutter ($F_{u_max}/\sin(\alpha_{thread} + \phi) \cdot \sin(\phi)$)	F_{R_u}	144	N
Umfangskraft an den Kontaktpunkten	$F_{u_{n_h}}$	53,95	N
Axialkraft beaufschlagt durch den Stift bzw. Pin	$F_{a_{n_h}}$	16,2	N
Prozentualer relativer Verlust durch maximal mögliche Kabelbelastung		3,5	%

10 Es ist aus der Tabelle ersichtlich, dass im schlechtesten Fall die axiale Belastung gegenüber der Axialmutterbewegung sehr gering und somit akzeptabel ist.

Es ist denkbar, dass bei der vorgeschlagenen Konzeption das Gehäuse einteilig ist, wobei ein Teil an einer Seite des Motorflansches vorgesehen ist. An der anderen Seite kann ein Gummiteil mit einer Öffnung zum Führen des Kabels angeordnet sein. Dabei sollte überprüft werden, ob ein geeigneter Schutz gegen mögliche

5 Verschmutzungen realisiert wird.

Das Gehäuse kann auf verschiedenste Weisen hergestellt werden. Beispielsweise kann es aus Kunststoff gefertigt sein. Es ist auch möglich, dass es mittels Aluminiumdruckguss oder durch Tiefziehen eines Metallblechteiles hergestellt wird.

10 Je nach Anwendungsbereich kann eine für diesen Fall optimale Herstellungsweise verwendet werden.

Es hat sich gezeigt, dass insbesondere das Tiefziehen eines Metallblechteiles aus verschiedensten Gründen vorteilhaft ist. Zum einen ergeben sich gute Reibungseigenschaften zwischen der Plastikmutter und der Stahlführung. Ferner ergibt sich bei dieser Herstellungsweise ein gradliniger Führungsabschnitt, wobei beim Gießen ein Entformungswinkel bzw. eine Entformungsschräge erforderlich ist. Darüber hinaus ergibt sich eine hohe Festigkeit bezüglich des Raumverhältnisses sowie eine geringe Temperaturabhängigkeit. Des weiteren sind keine weiteren

15
20 Anpassungen bzw. Bearbeitungen nach der Herstellung erforderlich.

Ferner hat sich gezeigt, dass die Verbindung zwischen dem Motorflansch und dem Gehäuse besonders vorteilhaft ist, wenn das Gehäuse an dem Motorflansch z. B. mittels zweier Blechschrauben oder dgl. befestigt wird. Auf diese Weise kann

mit den beiden restlichen Verschraubungspunkten der Aktuator an dem Getriebe-
flansch befestigt werden.

In Figur 17 ist das Gehäuse für die Führung des Kabels schematisch dargestellt,
5 wobei an dem einen Ende die Halterung für die Gummimanschette durch einen
Pfeil gekennzeichnet ist. An dem anderen Ende des Gehäuses ist eine umlaufen-
de Ringnut für eine Dichtung zwischen dem Aktuator und dem Getriebegehäuse
vorgesehen. Ferner sind z. B. zwei Gewindelöcher zum Fixieren des Gehäuses
mittels Schrauben an der Motorseite vorgesehen. Darüber hinaus sind zwei
10 Durchgangslöcher für Schrauben vorgesehen, mit denen der Aktuator an dem
Getriebe befestigt werden kann.

Ferner werden definierte Anschlagpositionen bei dem Aktor vorgesehen. Bei-
spielsweise können als Referenzziele an dem Aktor definierte Endanschläge vor-
15 gesehen sein. Beispielsweise kann ein definierter Endanschlag bei der 0 Position
des Aktors vorgesehen sein.

Es ist z. B. möglich, dass zwei Tellerfedern verwendet werden, um die erforderli-
che Elastizität und die beaufschlagte Energie zu absorbieren. Die Tellerfedern
20 können mittels einer sternförmigen Scheibe selbsthaltend ausgebildet sein.

Um Bauraum einzusparen, ist es unter Umständen nicht notwendig einen An-
schlag für den maximalen Ausrückweg des Aktors vorzusehen, da dieser durch
die Kupplung selbst durch einen bestimmten Elastizitätslevel begrenzt ist. Jedoch

kann auch ein Anschlag zusätzlich vorgesehen werden, jedoch wird dadurch der axiale Bauraum erhöht.

Durch die Verwendung einer Kompensationsfeder kann die Leistung des Aktua-
tors etwa um 40 % oder mehr gesteigert werden. Jedoch wird dadurch der Aufbau
komplexer, ein erhöhter Bauraum erforderlich und die Kosten steigen an. Des
weiteren ist es möglich, eine Kompensation durch eine Spiralfeder vorzusehen,
welche eine entsprechende Kraft auf die Spindelmutter ausübt. Jedoch braucht
dann die Spindelmutter in beide axiale Richtungen Führungskräfte.

Ferner können Notöffnungen an der Kupplung vorgesehen sein. Beispielsweise
kann das Ende der Welle an der Motorseite mit entsprechenden Öffnungen vor-
gesehen sein. Zusätzlich kann z. B. eine abnehmbare Kappe an dem Ende des
Motors vorgesehen sein, wodurch im Notfall eine Öffnung schnell ermöglicht wird.

Bei der vorgeschlagenen Konzeption ist in vorteilhafter Weise ein einfacher und
schneller Anbau an das Getriebe möglich. Der Aktuator ist als eine Einheit mit
dem befestigten Kabel an dem vorderen Ende vorgesehen. Der Aktuator kann an
einem geeigneten Flansch des Kupplungsgehäuses angeschraubt werden. Da-
nach kann der bereits montierte mechanische Zentralsrucker (MZA) manuell
gedreht werden, um zu ermöglichen, dass das Kabel in das Ende des Kabelquad-
ranten an dem mechanischen Zentralsrucker (MZA) eingeführt wird. Da der
mechanische Zentralsrucker mit einer Rückstellfeder ausgerüstet ist, wird der

Aktuator in seine Null-Position zurückgehen und somit kann das Kabel gestreckt werden.

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der eine Kupplungsaktorik mit möglichst hohem Getriebewirkungsgrad vorgeschlagen wird.

Bevorzugt wird die Kupplungsaktorik zur Selbsthaltung richtungsabhängig ausgebildet. Durch den Einsatz von z. B. zwei wechselseitig wirkenden Freilaufbremsen oder dgl. kann auch ein Wechsel der Lastrichtung realisiert werden. Auf diese Weise ist eine lineare Kompensation der Kupplungslast möglich. Folglich ist in Bewegungsbereichen mit hoher Bewegungshäufigkeit die Betätigungslast bei der Kupplungsaktorik wesentlich geringer. Demnach kann eine erhebliche Reduzierung der Leistungsaufnahme des Kupplungsstellers erreicht werden.

15

Für eine automatisierte Kupplungsbetätigung kann die durch Sicherheits- und Komfortaspekten begründete Anforderung der Selbsthaltung des Systems vorgesehen sein. Darunter wird verstanden, dass die durch den Aktor betätigte Kupplung bei danach nicht mehr bestromtem Aktormotor in dieser Stellung verbleiben soll. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten, wobei diese für ein selbsthaltendes System schematisch in Figur 18 untereinander angedeutet sind.

20

Mit a) ist ein selbsthemmendes Getriebe gekennzeichnet. Die Vorteile liegen in einer hohen Funktionssicherheit, geringen Bauteilen und einem geringen Um-

kehrspiel. Nachteilig bei dieser Ausgestaltung ist der geringe Wirkungsgrad in beide Bewegungsrichtungen.

Mit b) ist in Figur 18 eine Lastmomentsperre bezeichnet. Diese zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad in beide Bewegungsrichtungen aus. Allerdings ist ein Mehraufwand an den Bauteilen, sowie Streuungen der Funktionseigenschaften durch Änderung der Reibeigenschaften und ein relativ schlechtes Regelverhalten zu sehen.

10 Ferner wird mit c) in Figur 18 eine Dauerbestromung gezeigt. Diese zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad in beide Bewegungsrichtungen und durch den Einsatz von Elektromotoren, welche in ihrer Drehrichtung umkehrbar sind. Allerdings wird eine gewisse Verlustleistung durch die Dauerbestromung, thermische Belastungen des Aktors und eine hohe Belastung der Kommutierung vorliegen.

15

Darüber hinaus kann auch eine einseitige Bremse, welche mit d) in Figur 18 bezeichnet ist, verwendet werden. Die Selbsthaltung wirkt in eine Bewegungsrichtung; dadurch wird ein höherer Wirkungsgrad in Richtung der anderen Bewegungsrichtung ermöglicht. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Lastrichtung seine Orientierung nicht wechseln darf. Des weiteren ist ein hoher Leistungsbedarf für die speziellen Regelvorgänge (Schlupfregelung) erforderlich sowie ein Mehraufwand an Bauteilen.

20

Mit e) in Figur 18 ist eine zweiseitige Richtungsbremse gekennzeichnet. Vorteilhaft ist dabei, dass die Selbsthaltung gegen Lasten aus beiden Richtungen wirkt. Ferner liegt auch ein höherer Wirkungsgrad in beide Richtungen vor. Jedoch liegt ein Mehraufwand an den Bauteilen vor.

5

Mit f) ist eine aktive Sperre gekennzeichnet. Sie zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad in beide Richtungen aus. Allerdings liegt auch hier ein Mehraufwand an Bauteilen, ein zusätzlicher Betätigungsmechanismus sowie diskrete Aktorstellungen vor.

10

Ferner wird eine aktive Bremse mit g) in Figur 18 bezeichnet. Diese zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad in beide Richtungen aus. Ferner ist jede Aktorposition einstellbar. Allerdings liegt ein Mehraufwand an den Bauteilen und ein zusätzlicher Betätigungsmechanismus vor.

15

Schließlich wird mit h) in Figur 18 ein einseitig selbsthemmendes Getriebe dargestellt. Dieses zeichnet sich durch die Selbsthemmung in einer Bewegungsrichtung aus. Der Wirkungsgrad ist in der anderen Richtung wesentlich höher. Jedoch sind Streuungen der Funktionseigenschaften durch Änderungen der Reibeigenschaften möglich.

20

Die geforderte Selbsthalteeigenschaft der Kupplungsaktorik kann, wie vorher erwähnt, durch ein selbsthemmendes Getriebe realisiert werden. Bei dieser Anordnung kann die Kupplungslast die Aktorik nicht zurück treiben. Dabei ist es nachtei-

lig, dass nur ein geringer Wirkungsgrad vorliegt. Eine Leistungssteigerung der Aktorik wäre möglich, wenn eine realisierbare Anordnung mit höherem Wirkungsgrad und Selbsthaltungseigenschaften vorgeschlagen wird. Demnach wird wie bereist oben erwähnt der Einsatz z. B. einer einseitigen Freilaufbremse vorgeschlagen. Demnach soll die Haltefunktion durch eine separate Vorrichtung realisiert werden. Es wird vorgeschlagen, dass hierfür eine Bremsenvorrichtung verwendet wird. Somit kann verhindert werden, dass der Aktor durch die Kupplungskraft zurückbewegt werden kann. Die jeweils erforderliche Größe der Bremswirkung kann dabei der jeweiligen Kupplungslast angepasst werden. Durch einen Freilauf kann weiterhin erreicht werden, dass die Bremse nicht beim zurückdrücken der Kupplung wirksam wird. Nur bei der Rückbewegung des Ausrücksystems wird über den Freilauf die Bremse der Übertragungsstrecke zurückgekuppelt. Der Aktor kann für einen Rückhub die Differenz aus Brems- und Kupplungslast aufbringen.

15

Bei dem Fall, bei dem die Aktorbewegung gegen die Last wirkt, also z. B. die Kupplung zudrückt, kann der Freilauf offen sein und der Motor einen guten Wirkungsgrad aufweisen. Wenn der Aktor still steht, kann die Kupplung zurückgetrieben werden, wobei der Freilauf die Bremse einkuppelt, so dass die Bremswirkung die Kupplung in dieser Stellung hält. Ferner ist bei der Aktorbewegung der Rückhub zu betrachten. In diesem Fall unterstützt die Kupplungslast die Bewegung. Demnach kann der Aktor sich zurück bewegen und der Freilauf hält die Bremse eingekuppelt. Somit wirkt der Aktor gegen die Differenz von Brems- und Kupplungslast.

In Figur 19 ist die Kupplungskraftabhängigkeit der Bremswirkung an Hand der Verläufe der Kupplungslast (durchgezogene Linie) und der Bremswirkung (gestrichelte Linie) über den Ausrückweg dargestellt.

5

Für die Funktionsweise der vorgeschlagenen Kupplungsaktorik kann die Wirkung des Freilaufes berücksichtigt werden. Das Einkuppeln der Bremse in die Übertragungsstrecke kann durch ein beliebiges Freilaufprinzip erfolgen. Bei sämtlichen Varianten ist jedoch ein gewisses Ansprecherhalten vorgesehen, bei dem erst ein

10 Rückhubweg erfolgen muss, bis die Verbindung geschlossen ist. Die Größe des Rückhubes kann kleiner als die Reglerhysterese der Kupplungsbetätigung sein. Dabei ist für jeden Fall die Hysterese des Reglers und der Freilaufbremse geeignet abzustimmen, um eine geeignete Momentennachführung, eine Schlupfrege-
lung usw. zu realisieren. Dementsprechend ist die Freilaufbremse an einer geeig-
15 neten Stelle der Übertragungsstrecke vorzusehen.

Bei der erfindungsgemäßen Konzeption sind verschiedene Anordnungsvarianten denkbar. Die Unterschiede bei den verschiedenen Varianten liegen insbesondere in der Anordnung der Wirkstelle des Bremsfreilaufes in der Übertragungsstrecke.

20

In Figur 20 ist eine erste mögliche Variante 1 dargestellt, wobei die Kupplungsbetätigung mit einem Bremslauf im Ausrücksystem versehen ist. Bei dieser Variante ist der Motor des Aktors über ein erstes Getriebe mit der Übertragungsstrecke gekoppelt. Die Übertragungsstrecke weist einen Freilauf auf, welcher mit einer

Bremse gekoppelt ist, wobei über ein zweites Getriebe das Ausrücksystem mit der Kupplung verbunden ist.

Aus der nachfolgenden Tabelle sind die Gesamtübersetzung, die Übersetzung 1, 5 der Ansprechwinkel, die Übersetzung 2, der Kupplungshub sowie die Weghysterese für die erste Variante angegeben.

Gesamtübersetzung	i_{ges}	$= 360^\circ / 1\text{mm}$	Wirkungsgrad $\eta_{ges} = 0,59$
	φ_1	$= 2160^\circ$	
Übersetzung 1	i_1	$= 3$	Wirkungsgrad $\eta = 0,9$
	φ_2	$= 720^\circ$	
Ansprechwinkel	$\Delta\varphi$	$< 6^\circ$	
Übersetzung 2	i_2	$= 360^\circ / 3\text{mm}$	Steigung $P = 3\text{mm}$
			Reibdurchmesser $D = 60\text{mm}$
			Reibwert $\mu = 0,01$
			Wirkungsgrad $\eta = 0,66$
Kupplungshub	$s_{Kupplung}$	$= 6\text{mm}$	
Weghysterese	Δs	$= 0,05\text{mm}$	$= \Delta\varphi / i_2$

n Figur 20 ist vorgesehen, dass der Ansprechwinkel $\Delta\varphi$ bezogen auf den Kupplungsweg mit der Übersetzung i_2 wirkt. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades kann durch eine veränderte Übersetzung i_2 bewirkt werden, jedoch kann daraus eine Verschlechterung der Reglerhysterese resultieren.

5

Eine zweite mögliche Variante der erfindungsgemäßen Konzeption ist in Figur 21 dargestellt. Bei dieser Variante wird die Kupplungsbetätigung mit einem Bremslauf und zwei Übersetzungen im Kupplungsaktor vorgesehen.

10 Aus der nachfolgenden Tabelle sind die für diese Variante vorgesehen Werte angegeben.

Gesamtübersetzung	i_{ges}	$= 360^\circ / 1\text{mm}$	Wirkungsgrad $\eta_{ges} = 0,65$
	φ_1	$= 2160^\circ$	
Übersetzung 1	i_1	$= 3$	Wirkungsgrad $\eta = 0,9$
	φ_2	$= 720^\circ$	
Ansprechwinkel	$\Delta\varphi$	$< 6^\circ$	
Übersetzung 2	i_2	$= 3$	Wirkungsgrad $\eta = 0,9$
	φ_3	$= 240^\circ$	
Übersetzung 3	i_3	$= 240^\circ / 6\text{mm}$	Steigung $P = 9\text{mm}$
			Reibdurchmesser $D = 60\text{mm}$

			Reibwert $\mu = 0,01$
			Wirkungsgrad $\eta = 0,8$
Kupplungshub	s_{Kupplung}	$= 6\text{mm}$	
Weghysterese	Δs	$= 0,05\text{mm}$	$= \Delta\varphi / (i_2 \times i_3)$

- Aus Figur 21 ist ersichtlich, dass der Ansprechwinkel $\Delta\varphi$ bezogen auf den Kupplungsweg mit der Übersetzung i_2 und i_3 wirkt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass
- 5 das höhere wirksame Trägheitsmoment des Bremsfreilaufes nur mit der Übersetzung i_1 auf den Antrieb wirkt.

- In Figur 22 ist eine dritte mögliche Variante 3 gemäß der Erfindung dargestellt, bei der die Kupplungsbetätigung mit einem Bremsfreilauf und einer Übersetzung im
- 10 Kupplungsaktor realisiert wird. In der nachfolgenden Tabelle sind die entsprechenden Werte für die dritte Variante gemäß Figur 22 dargestellt.

Gesamtübersetzung	i_{ges}	$= 360^\circ / 1\text{mm}$	Wirkungsgrad $\eta_{\text{ges}} = 0,64$
	φ_1	$= 2160^\circ$	
Ansprechwinkel	$\Delta\varphi$	$< 6^\circ$	
Übersetzung 1	i_1	$= 9$	Wirkungsgrad $\eta = 0,8$
	φ_2	$= 240^\circ$	

Übersetzung 3	i_2	$= 240^\circ / 6\text{mm}$	Steigung $P = 9\text{mm}$
			Reibdurchmesser $D = 60\text{mm}$
			Reibwert $\mu = 0,01$
			Wirkungsgrad $\eta = 0,8$
Kupplungshub	s_{Kupplung}	$= 6\text{mm}$	
Weghysterese	Δs	$= 0,017\text{mm}$	$= \Delta\varphi / (i_1 \times i_2)$

In Figur 22 wird die Wirksamkeit des Ansprechwinkels $\Delta\varphi$ mit den Übersetzungen i_1 und i_2 bezogen auf die Kupplung gezeigt. Das Trägheitsmoment des 5 Bremsfreilaufes wirkt in diesem Fall direkt auf den Antrieb.

In der nachfolgenden Tabelle wird eine Bewertung der Anordnungsvarianten gezeigt.

10

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Weghysterese	0	0	+1
Wirkungsgrad	0	+1	+1
Trägheitsmoment	+1	0	-1
Reibwertveränderung	-1	0	0

	(Kupplungsraum)		
Bauraum	-1 (Kupplungsraum)	0	0
Summe	-1	+1	+1

Zusammenfassend ist aus diesem Vergleich ersichtlich, dass der Einsatz des Bremsfreilaufes am Ausrücklager, welches der ersten Variante 1 entspricht, nicht bei einem Doppelkupplungsausrücker verwendet werden sollte. Die beiden anderen Varianten 2 und 3 sind hinsichtlich der genannten Kriterien als gleichwertig anzusehen. Die Auswirkung der Reglerhysterese und des Trägheitsmomentes können ebenfalls weiter untersucht werden.

10 In Figur 23 ist die Realisierung einer Freilaufbremse schematisch angedeutet. In dieser Darstellung wird eine Freilaufsperrung gezeigt, welches der ersten Variante gemäß Figur 20 entspricht; der Bremsfreilauf ist am bzw. im Ausrücklager angeordnet. Die Freilaufsperrung ist an dem Statorteil des Elektromotors mit einer Verdrehsicherung vorgesehen. Dabei ist eine Drehbetätigung vorgesehen, welche
15 über eine axiale Abstützung mit der Bremse gekoppelt ist, wobei die axiale Abstützung die Bremswirkung reguliert. Der Ansprechwinkel $\Delta\varphi$ liegt hier bei etwa 6° und die Bremse weist einen Reibwert μ von 0,03 auf. Das Bandgetriebe weist eine Steigung $P = 3 \text{ mm}$ auf. Entsprechend kann für die Varianten 2 bzw. 3 ebenfalls eine Freilaufbremse in der Aktorik realisiert werden. Insbesondere kann
20 eine axiale Komponente einer Schrägverzahnung oder Lagerkräfte zur Betätigung

der Bremse dort eingesetzt werden, da diese immer im festen Verhältnis zur Kupplungskraft stehen.

Es ist gemäß einer Weiterbildung der Erfindung auch möglich, eine beidseitige
5 Lastrichtungsbremse einzusetzen. Es hat sich gezeigt, dass eine nachteilige Eigenschaft des Bremsfreilaufes darin liegt, dass die Lastrichtung nicht wechseln kann. Somit kann keine einfache Kompensation, wie sie z. B. beim elektronischen Kupplungsmanagement verwendet wird, zum Einsatz kommen. Auf diese Weise ist bei Bewegungen im Bereich mit größeren Kupplungskräften eine höhere Ak-
10 torbelastung zu erwarten.

Demzufolge kann eine beidseitige Lastrichtungsbremse verwendet werden. Dabei wird nicht nur die Bewegungsrichtung, sondern auch die Lastrichtung als Kriterium für die Zuweisung der Bremswirkung genutzt. Die Bremswirkung tritt dann nur ein,
15 wenn eine Last gegen den Antrieb zurück wirkt.

Eine mögliche Ausgestaltung für eine Kupplungsbetätigung mit Kompensation ist in Figur 24 schematisch dargestellt. Dabei ist der Motor über ein erstes Getriebe 1 mit der Übertragungsstrecke gekoppelt, wobei die Übertragungsstrecke eine
20 Kompensationsfeder aufweist. Das Ausrücksystem ist mit der Übertragungsstrecke über ein zweites Getriebe 2 gekoppelt.

In Figur 25 ist das Verhältnis der Kupplungskraft und der Kompensationskraft bezogen auf den Ausrückweg dargestellt. Im einzelnen ist die Kupplungslast mit

durchgezogener Linie, die Kompensationswirkung mit gekreuzter Linie und die resultierende Last mit einer gestrichelten Linie über dem Ausrückweg dargestellt.

Der Hubweg s_{Hub} beträgt 8 mm, die maximale Ausrückkraft 1600 N, die Kompensationskraft $F_{\text{Kompensation}}$ 800 bis 480 N und der Wirkungsgrad η_{ges} liegt etwa bei

5 0,45. Aus den Verläufen in Figur 25 ist ersichtlich, dass die resultierende Last, welche gestrichelt dargestellt ist, den Null-Punkt durchläuft, wodurch ein Richtungswechsel bei der Last vollzogen wird.

Eine mögliche Anordnung mit einer Lastrichtungsbremse in der Kupplungsbetäti-

10 gung ist in der Figur 26 schematisch dargestellt. Dabei sind insbesondere erste

Bremse 1, eine zweite Bremse 2 und ein erster Freilauf 1 sowie ein zweiter Freilauf 2 in dem Aktor vorgesehen. Es ist ersichtlich, dass die Wirkung der Bremse 1 bzw. der Bremse 2 von der Bewegungsrichtung des Freilaufes 1 bzw. Freilaufes 2 und von der Lastrichtung eines ersten Lastrichtungselement 1 bzw. eines zweiten

15 Lastrichtungselement 2 abhängig ist.

Dies ist insbesondere auch aus dem Diagramm in Figur 27 ersichtlich. In Figur 27 ist die Kupplungslast mit durchgezogener Linie, die resultierende Last mit gestrichelter Linie und die Kompensationswirkung mit gekreuzter Linie angedeutet. Ins-

20 gesamt ergeben sich die Bewegungsrichtungs- und Lastrichtungsabhängigkeiten der Bremse. In einem Bewegungsabschnitt 1a ist der Freilauf 1 geschlossen und die Bremse 1 wirkt. Der Freilauf 2 ist in diesem Fall offen. In den Bewegungsabschnitt 1b ist der Freilauf 1 geschlossen, jedoch die Bremse 1 wirkt nicht. Der Freilauf 2 ist wie bei dem Bewegungsabschnitt 1a offen.

In dem Bewegungsabschnitt 2b ist der Freilauf 1 offen und der Freilauf 2 geschlossen, jedoch die Bremse 2 wirkt in diesem Abschnitt nicht.

- 5 Ferner ist bei dem Bewegungsabschnitt 2a der Freilauf 1 offen und der Freilauf 2 geschlossen, jedoch die Bremse 2 wirkt in diesem Abschnitt.

10 In Figur 28 ist eine mögliche Realisierung einer Lastrichtungsbremse gezeigt. Dabei ist die Lastrichtungsbremse im Aktorgetriebe eines Zahnstangenaktors angeordnet, wobei der Aktoraufbau beispielhaft angedeutet ist. Es ist ersichtlich, dass durch die wechselnde Axiallastrichtung an der Schneckenwelle die Wirkungsweise der Bremse in vorteilhafter Weise beeinflusst werden kann. Ferner sind durch Pfeile die Axialkrafttrichtung 1 der Bremse 1 sowie die Axialkrafttrichtung 2 der Bremse 2 angedeutet.

15

Nachfolgend wird ein Systemvergleich mit einer selbsthemmenden, kompensierten Kupplungsaktorik vorgenommen. Die Leistungsaufnahme bei der Aktorbewegung kann z. B. für eine Hub- und eine Rückhubbewegung beschrieben werden. Zum Vergleich kann z. B. eine herkömmliche Anordnung einer Kupplungsbetätigung mit selbsthemmendem Getriebe und mit einer Kompensationsfeder verwendet werden. Unter der Berücksichtigung des Wirkungsgrades und der Regelhysterese kann sich für diese Anordnung die Betätigungslast, wie in Figur 29 gezeigt, darstellen.

20

In Figur 29 ist die Kupplungslast mit durchgezogener Linie, die Kompensationswirkung mit gekreuzter Linie, die resultierende Last mit schmal gestrichelter Linie und die Betätigungslast mit breit gestrichelter Linie über dem Ausrückweg dargestellt. Bei diesem Beispiel liegt der Wirkungsgrad η_{ges} bei etwa 0,45 durch einen Pfeil ist die Hubbewegung gegen die Kupplungskraft angedeutet und mit einem anderen Pfeil ist der Rückhub gegen die Kompensationsfederkraft in Figur 29 gezeigt.

Ferner ist in Figur 30 die Betätigungslast des erfindungsgemäßen Systems mit einem Bremsfreilauf entsprechend der zweiten Variante 2 dargestellt. Dabei ist die Betätigungslast mit gestrichelter Linie angedeutet, wobei die durch diesen Verlauf eingeschlossene Fläche die Arbeit W_{schleife} des Systems ergibt, welche den Wert 7,2 J annimmt. Ferner ist die Kupplungslast mit einer dicken durchgezogenen Linie und die Bremswirkung mit einer dünneren durchgezogenen Linie gekennzeichnet. Aus dem Diagramm ergibt sich eine Bremskraft F_{Brems} von 1,15 * Kupplungskraft F_{Kupplung} . Insgesamt ergibt sich ein Wirkungsgrad von 0,69, welcher höher ist als der Wirkungsgrad des herkömmlichen Systems, der einen Wirkungsgrad von nur 0,45 aufweist.

In Figur 31 ist die Betätigungslast des Systems mit einer Richtungsbremse dargestellt. Dabei ist der Verlauf der Kupplungslast mit einer durchgezogenen Linie, die Kompensationswirkung mit einer gekreuzten Linie, der Verlauf der Bremswirkung mit einer schmaleren gestrichelten Linie und der Verlauf der Betätigungslast mit einer breiteren gestrichelten Linie dargestellt. Der Verlauf der Betätigungslast er-

gibt die Arbeit des Gesamtsystems, welche etwa bei 0,8 J (W_{schleife}) liegt. Bei diesem Beispiel liegt die Bremskraft F_{Brems} bei $1,15 \cdot F_{\text{Kupplung}}$. Der Wirkungsgrad liegt ebenfalls bei 0,65 (η_{ges}). Durch die dargestellten Pfeile werden die Hubbewegung gegen die Kupplungs- bzw. Kompensationskraft und die Hubbewegung gegen die Differenz von Brems- und Kupplungs-/Kompensationskraft angedeutet. Die unteren Pfeile zeigen den Rückhub an. Zum einen gegen die Kupplungs-/Kompensationskraft und zum anderen gegen die Differenz von Brems- und Kupplungs-/Kompensationskraft an.

- 10 Aus den Figuren ist deutlich erkennbar, dass für einen vollen Kupplungshub und Rückhub die Variante mit dem Bremsfreilauf ca. 56% und mit der Richtungsbremse ca. 76% der Leistung des herkömmlichen Systems benötigt. Für den Bewegungsbereich in dem das Kupplungsmoment übertragen wird, welcher etwa bei 4 bis 8 mm liegt, wird jedoch der erheblich größere Anteil des Leistungseintrages bei der Freilaufbremse zu verzeichnen sein.

- 15 In Figur 32 ist der Leistungsbedarf bei Stellbewegungen über dem Ausrückweg dargestellt. Dabei ist der Verlauf mit Kompensation gestrichelt, der Verlauf mit Bremsfreilauf durchgezogen und der Verlauf mit einer Richtungsbremse gekreuzt dargestellt. Der dargestellte Zyklus bildet die Vorgänge der Kupplungsbetätigung, wie z. B. der Tastpunktadaption, dem Kriechen, dem Anfahren, dem Ein- bzw. Auskuppeln beim Schalten und der Momentennachführung bzw. Schlupfregelung zueinander im relevanten Verhältnis ab.

Es ist ersichtlich, dass insbesondere das System mit der Richtungsbremse bei größeren Ausrückwegen einen geringeren Energieeintrag aufweist.

In Figur 33 ist ein Kupplungsstellerzyklus abgebildet, welcher ein Anfahr- und
5 Schaltvorgang sowie eine Momentennachführung repräsentiert. Dabei ist der Ausrückweg über die Zeit dargestellt. In Figur 34 wird eine Häufigkeitsverteilung der Kupplungsstellerposition im Bewegungszyklus für einen Vor- und Rückhub über dem Ausrückweg dargestellt. Dabei sind die Bewegungen für den Hub und Rückhub in Abschnitte von 0,2 mm Länge klassifiziert. Der obere Pfeil gibt die Richtung
10 gegen die Kupplungslast und der untere Pfeil gibt die Richtung gegen den Bremsfreilauf an.

In Figur 35 wird an Hand der drei gezeigten Diagramme ein Vergleich der Leistungsaufnahme während eines Fahrzyklus dargestellt. Dabei wird nur die mechanische Leistungsaufnahme für die Kupplungsbetätigung berücksichtigt. Die Belastungen für die Beschleunigung und das Abbremsen des E-Motors sowie die Einflüsse auf den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Stellgeschwindigkeit werden nicht berücksichtigt. In den Diagrammen werden jeweils der Energieeintrag über dem Ausrückweg aufgetragen, wobei der Energieeintrag jeweils durch
15 ein quadratisches Kästchen und die Betätigungslast jeweils mit einer durchgezogenen Linie gekennzeichnet ist.
20

In dem oberen Diagramm ist der Energieeintrag bei einer kompensierten Aktorik dargestellt. In dem mittleren Diagramm ist der Energieeintrag bei der Verwendung

eines Bremsfreilaufes und in dem unteren Diagramm ist der Energieeintrag bei der Verwendung einer Richtungsbremse gezeigt.

Bei dem System mit einem Bremsfreilauf ist erkennbar, dass durch die relativ
5 häufigen Bewegungen im Ausrückwegbereich von etwa 5 bis 8 mm der wesentliche Anteil des Leistungseintrages für die Bremsfreilaufvariante zu verzeichnen ist. Bei einer Schlupfregelung könnte dies weiter verstärkt werden.

Unter Hinzunahme des in Figur 36 dargestellten Diagramms ist ersichtlich, dass ein
10 Vorteil für den Energieeintrag dann eintritt, wenn die Bremskraft einen bestimmten Wert der Kupplungskraft nicht überschreitet. Insbesondere kann dieser Wert bei dem ca. 1,15-fache der Kupplungskraft liegen. Unter der Berücksichtigung, dass die Bremskraft minimal der Kupplungskraft entspricht, ergibt sich ein Gewinn bezüglich des Energieeintrages von ca. 15 % gegenüber dem herkömmlichen System.
15

Unter Berücksichtigung von Schwankungen der Bremswirkung z. B. durch Reibwertveränderungen kann gegenüber einem Aktor mit selbsthemmendem Getriebe ein Vorteil erreicht werden. Besonders vorteilhaft ist es jedoch, dass bei dem neuen System keine Kompensationsfeder eingesetzt wird.
20

Es ist auch möglich, dass eine Verbesserung der Leistungsaufnahme erreicht wird, wenn der Bremsfreilauf mit einer Teil-Kompensation kombiniert wird. Hierdurch

lässt sich die Wechselwirkung von Aktorlast und Häufigkeit der Kupplungsstellerposition positiv beeinflussen.

Insgesamt ergibt sich aus Figur 36 der besonders vorteilhafte als nutzbringender

- 5 Bereich bezeichnete Abschnitt, bei dem die kompensierte Aktorik gegenüber der selbsthemmenden Aktorik bezüglich des Leistungseintrages Vorteile bietet. Dazu ist ein Faktor des Energieeintrages über dem Verhältnis von Bremskraft F_{Brems} und Kupplungskraft F_{Kupplung} aufgetragen.
- 10 Hinsichtlich des Systems mit Richtungsbremse kann festgestellt werden, dass insbesondere die zweiseitige Richtungsbremse bezüglich des Energieverbrauches besonders vorteilhaft ist, da der Energieverbrauch gegenüber den anderen Systemen wesentlich geringer ist.
- 15 Schließlich werden die Ergebnisse in der nachfolgenden Tabelle gegenübergestellt. Dabei ist die Bezugsbasis die Betätigung einer zugeführten Kupplung mit etwa 1600 N Maximalkraft am Ausrücklager und einem Ausrücklagerweg von etwa 8 mm. Es wird berücksichtigt, dass nur die mechanische Leistung für die Bewegung der Kupplung verwendet wird. Dabei sind sämtliche Aufwendungen für
- 20 die Beschleunigung des Motors oder die Wirkungsgradveränderungen des Antriebs nicht berücksichtigt.

Variante	Energieeintrag für einen Hub und Rückhub	Energieeintrag für einen Betätigungszyklus	Bemerkung
konventionell: Selbsthemmung und Kompensation	12,8 J	51 J	<ul style="list-style-type: none"> • funktionssicher und erprobt • geringe Teilezahl
einseitiger Brems- freilauf ohne Kom- pensation	7,2 J	51 J	<ul style="list-style-type: none"> • geringer energetischer Vorteil • Entwicklungsrisiko für Regelverhalten
zweiseitige Rich- tungsbremse mit Kompensation	9,8 J	44 J	<ul style="list-style-type: none"> • energetischer Vorteil • Entwicklungsrisiko für Regelverhalten

Nachfolgend wird eine nächste Weiterbildung der Erfindung beschrieben, bei der eine Kupplungsaktorik mit zumindest einer durch die Kupplungslast betätigten

Freilaufbremse und mit einem Getriebe mit möglichst hohem Wirkungsgrad beschrieben wird.

Zur Betätigung von Kupplungen, insbesondere mit elektromotorischen Aktoren, ist
5 aus Sicherheits- und Komfortgründen eine Selbsthemmung erforderlich. Im allgemeinen wird diese durch ein Übertragungsgetriebe realisiert, das diese Selbsthemmung gewährleistet und daher üblicherweise einen schlechteren Wirkungsgrad aufweist.

10 Demnach liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zu Grunde, einen Kupplungsaktor vorzuschlagen, der insbesondere höhere Lasten aufnehmen kann, so dass er z. B. auch bei Doppelkupplungsgetrieben eingesetzt werden kann.

15 Dies kann z. B. durch eine Funktionstrennung ermöglicht werden, bei der die Selbsthaltung in ein separates Bauteil verlagert wird, so dass ein Getriebe mit hohem Wirkungsgrad eingesetzt werden kann.

Um die Selbsthaltung des Kupplungsaktors zu gewährleisten, kann z. B. eine
20 Bremse vorgesehen werden, die das selbständige Lösen der Kupplung verhindert. Dies kann beispielsweise dadurch erreicht werden, dass die Bremswirkung durch die Kombination mit einem Freilauf nur in Richtung der Betätigungskraft erreicht wird. Es ist auch möglich, dass die Betätigungskraft der Bremse direkt von den Betätigungskräften der Kupplung abhängig ist.

Durch die erfindungsgemäße Konzeption kann ein Getriebe mit hohem Wirkungsgrad zum Einsatz kommen und auf eine nachteilige Kompensation verzichtet werden.

5

Diese Konzeption ist besonders vorteilhaft bei Doppelkupplungsgetrieben anzuwenden. Es ist auch denkbar diese Lösung bei anderen Getrieben zu realisieren.

10

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der ein Kupplungsaktor mit einem Bandgetriebe vorgeschlagen wird.

15

Insbesondere für ein Doppelkupplungsgetriebe wird eine geeignete Kupplungsaktorik benötigt. Neben den normalen Anforderungen hinsichtlich der Betätigungskraft und dem Betätigungshub sind insbesondere bei Doppelkupplungsgetrieben weitere besondere Anbauanforderungen erforderlich.

20

Beispielsweise sollte die Aktorik in die Kupplungsglocke integriert werden. Dies bedeutet, dass eine geeignete Art der Abtriebsbewegung gefunden werden muss und dass das Aktorgehäuse an der Kupplungsglockenwand geeignet fixiert wird.

Für die Integration der Kupplungsaktorik in die Kupplungsglocke kann z. B. ein mechanisches Ausrücksystem für ein Doppelkupplungsgetriebe verwendet werden, bei dem dazu zwei koaxial gelagerte Drehgabeln verwendet werden.

Erfindungsgemäß kann vorgesehen sein, das ein üblicher Motor mit einem selbst-hemmenden Bandgetriebe, welches einem elektrischen Zentralausrücke-Übersetzungsgetriebe entspricht, und mit einer Kompensationsfeder coaxial angeordnet wird. Es ist möglich, dass dazu ein Kupplungsaktor mit einem Spindel-aktor mit Kompensationsfeder verwendet wird. Gemäß der vorliegenden Konzeption werden die Kompensationsfeder und das Bandgetriebe coaxial zueinander angeordnet, wodurch die Übersetzungs- und die Abtriebshubbewegung realisiert wird.

10

Eine derartige Anordnung ist in Figur 37 beispielhaft dargestellt. Dort ist eine geschnittene Ansicht eines Kupplungsaktor mit Bandgetriebe und Kompensationsfeder gezeigt. Daraus ergibt sich die folgende Funktionsweise der coaxial angeordneten Aktorbestandteile.

15

Wenn durch den Antrieb der Motorwelle über die Drehmitnahme der Rotor gedreht wird, resultiert daraus am Abtriebsteil eine entsprechende Hubbewegung. Hierzu sollte das Abtriebsteil im Gehäuse axial beweglich sein und eine Momentenabstützung vorgesehen sein. Diese Drehsicherung kann z. B. durch einen Eingriff in eine Nut des Gehäuses oder auch durch eine entsprechende Ausgestaltung des Ausrückhebels, wie z. B. mit Schlüsselflächen oder dgl. erfolgen.

20

Die axiale Reaktionskraft des Rotors kann durch eine Stützlagerung aufgenommen werden. Es ist auch möglich, dass eine Axialkraftabstützung über die Motor-

welle erfolgt. Dann kann das zusätzliche Stützlager und die axiale Freiheit der Drehmitnahme in vorteilhafter Weise entfallen. Möglicherweise sollte bei dieser Variante die Motorwellenlagerung verstärkt werden, um die Axiallast abzustützen.

- 5 Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung kann das Bandgetriebe derart ausgeführt sein, dass die erheblichen Axialkräfte übertragen werden können. Durch die Auswahl der Steigung (Blechbanddicke) und des Wirkdurchmessers des Bandgetriebes kann die Übersetzung derart bestimmt werden, dass ein geeignetes Verhältnis zwischen dem Motor und der Kupplungslast realisiert wird.

10

Auf Grund der Reibverhältnisse, welche sich aus dem Reibwert und dem Steigungswinkel ergeben, ist in vorteilhafter Weise eine Selbsthemmung bei der erfindungsgemäßen Konzeption möglich.

- 15 Auf das Abtriebsteil wirkt ebenfalls eine Kompensationsfederkraft. Die Reaktionskraft der Feder kann vom Gehäuse aufgenommen werden. Beispielsweise kann eine lineare Schraubenfeder verwendet werden. Es ist auch möglich, andere geeignete Federelemente zu verwenden. Um ein ausreichendes Kompensationskraftniveau zu realisieren, kann eine relative hohe Ausgangskraft und z. B. eine
- 20 flache Kennlinie verwendet werden. Das hohe Kraftniveau kann durch einen großen Drahtquerschnitt und z. B. durch einen langen Einfederweg erreicht werden. Die geringe Federrate kann durch einen großen Wicklungsdurchmesser und z. B. durch eine große Ausgangslänge im Verhältnis zum Hub ermöglicht werden.

Besonders vorteilhaft ist eine Anordnung, bei der die Feder coaxial um den Poltopf des Motors, welches in Figur 37 gezeigt ist, bzw. innerhalb oder außerhalb des Bandgetriebes angeordnet ist, welches in Figur 38 gezeigt ist.

- 5 Ferner ist es weiterhin besonders vorteilhaft, wenn mindestens zwei Federn radial ineinander greifen, welches in Figur 39 gezeigt ist. Bei dieser Anordnung ist es auch möglich, dass nicht kreisförmige Drahtquerschnitte der Federn verwendet werden, sondern z. B. rechteckige oder dgl. Querschnitte. Dies ist insbesondere in Figur 37 gezeigt. Eventuell höhere Kosten für diese Querschnittsform werden
- 10 durch die Vorteile bei der Montage und der Funktion insbesondere auf Grund geringerer Reibung mehr als aufgehoben.

In Figur 40 wird die Anordnung des Kupplungsstellers und des Ausrücksystems an der Kupplungsglocke dargestellt. Die Vorteile dieser Gesamtanordnung liegen insbesondere bei der Montage des Kupplungsstellers an der Kupplungsglocke.

15 Wenn bei dem Doppelkupplungsgetriebe ein Ausrücksystem mit zwei Hebeln eingesetzt wird, können in vorteilhafter Weise zwei gleiche Kupplungsaktoren verwendet werden.

- 20 Gemäß einer ersten möglichen Variante kann ein axial fest stehendes Bandgetriebe verwendet werden. Eine mögliche Anordnung ist in Figur 41 gezeigt. Dabei ist erkennbar, dass der Rotor axial nicht bewegt wird. Demnach zeigt Figur 41 den Aufbau mit axial verschieblichem Rotor und feststehendem Bandgetriebe. Die

Vorteile liegen insbesondere in den veränderten Anordnungsmöglichkeiten der Bauteile.

5 Eine zweite Variante betrifft eine hydraulische Kupplungsbetätigung. In Figur 42 ist die Kombination eines Bandgetriebes, einer Kompensationsfeder und eines Geberzylinders gezeigt. Bei dieser Variante ist es möglich, das auch ein axial fest stehender Rotor verwendet wird.

10 Eine dritte mögliche Variante ist in Figur 43 gezeigt, bei der eine Anordnung mit einer Kompensationsfeder außerhalb des Aktorgehäuses vorgesehen ist. Daraus ergibt sich ein offener Gehäusebereich und ein abgeschlossener Gehäusebereich. Bei der in Figur 43 gezeigten Anordnung liegt die Kompensationsfeder relativ offen im Innenraum der Kupplungsglocke. Die Ausformung des Gehäuses (Schlitzung) kann z. B. für die Verdrehsicherung des Abtriebsteiles verwendet werden.

15 In Figur 44 wird eine vierte mögliche Variante gezeigt. In Figur 44 sind drei verschiedene Kupplungsaktoren mit schraubender Abtriebsbewegung gezeigt. Mit a) ist ein Kupplungsaktor mit einer Spiralrampe gezeigt, d. h. die Rampe weist eine Laufrolle auf, welche außerhalb der Feder liegt. Mit b) ist ein Kupplungsaktor ebenfalls mit einer Spiralrampe bezeichnet, bei der die Rampe eine Laufrolle aufweist, die innerhalb der Feder liegt. Ferner ist bei c) ein Kupplungsaktor gezeigt, bei der die Rampe eine Wälzspindel aufweist, die innen liegt. Dies ist eine Anord-

nung, wie sie in ähnlicher Weise bei einem mechanischen Zentralausrücker (MZA) verwendet wird.

5 Für die Betätigung eines mechanischen Zentralausrückers ist unter Umständen eine schraubende Abtriebsbewegung sehr vorteilhaft oder aber es wird nur die drehende Komponente der Abtriebsbewegung verwendet.

10 Die vorbeschriebene Variante kann auch bei einem axial festen Rotor verwendet werden. Vorteilhaft für den Wirkungsgrad des Kupplungsaktors sind dabei die Wälzreibverhältnisse am drehenden Abtriebsteil, aber auch die Gleitreibstellen mit entsprechend hohem Steigungswinkel.

15 Die Rampen bzw. Spindeln können zwischen dem Gehäuse und dem Abtriebsteil wirken. Somit tritt nur eine Lastrichtung auf und die Wirkstellen müssen nur einseitig ausgeführt werden. Dies beeinflusst in vorteilhafter Weise die Herstellungskosten.

20 Für die Kompensationsfeder ist die schraubende Bewegung zwischen dem Gehäuse und dem Abtriebsteil ebenfalls zu berücksichtigen. Bei geringen Relativedrehungen kann auf eine Drehentkopplung verzichtet werden. Die Feder kann dann bei der Bewegung zusätzlich verwunden werden. Diese Eigenschaft kann unter anderem bei der Kompensationskraft berücksichtigt werden, insbesondere hinsichtlich der Vorspannung und der Durchmesser-/Steifigkeitsänderung.

Des weiteren kann eine fünfte Variante vorgesehen werden, welche einen Mechanismus an dem Aktorabtrieb vorschlägt. Um die Bewegungsverhältnisse am Abtrieb zu ändern, kann direkt am Aktor z. B. ein Hebel verwendet werden. Dadurch ist eine Änderung der Bewegungsrichtung oder eine weitere Übersetzung realisierbar. Die Reaktionskräfte z. B. des Hebels können von dem Aktorgehäuse aufgenommen werden. Auf diese Weise kann eine relativ flexible Anpassung an das Ausrücksystem ermöglicht werden.

In Figur 45 ist ein möglicher Hebelmechanismus am Aktorabtrieb gezeigt, wobei mit a) ein Übersetzungshebel und mit b) ein Umlenkhebel, unter Umständen mit ausgeprägt nicht linearer Übersetzung, bezeichnet wird.

Eine weitere sechste Variante des erfindungsgemäßen Konzeptes kann eine nicht lineare Kompensationsfeder vorsehen. Auf Grund des relativ kurzen Abtriebshubes lassen sich nicht lineare Kompensationsfedern in vorteilhafter Weise einsetzen. Beispielsweise kann ein Tellerfederpaket in den Bauraum der bisher dargestellten linearen Schraubenfedern vorgesehen sein. Es sind auch andere Federelemente einsetzbar.

In Figur 46 ist ein kinematisches Schema für eine Anordnung gemäß Figur 37 gezeigt, bei der ein Kupplungsaktor mit einem Bandgetriebe und einer Kompensationsfeder vorgesehen ist. Die Motorwelle weist eine Drehmitnahme auf, wobei der Rotor eine axiale Stützlagerung aufweist. Das Bandgetriebe ist mit dem Rotor mit dem Abtriebsteil gekoppelt. Eine Kompensationsfeder ist zwischen dem Ge-

häuse und dem Abtriebsteil vorgesehen. Somit wird über die Motorwelle und das Abtriebsteil die Abtriebskraft auf die Ausrückgabel übertragen.

5 In Figur 47 ist das kinematische Schema eines Aktors mit einem axial verschieblichen Rotor gezeigt, welches den Anordnungen gemäß der Figuren 41 bis 43 entspricht. Dabei wird die Antriebskraft von der Motorwelle über den axial verschieblichen Rotor schließlich auf das Abtriebsteil übertragen.

10 In Figur 48 ist ein weiteres kinematisches Schema eines Aktors mit schraubender Abtriebsbewegung gezeigt, welches der Anordnung gemäß Figur 44 entspricht. Bei dieser Anordnung wird die Abtriebskraft über den Rotor mittels einer Rampe auf das Abtriebsteil übertragen.

15 Die vorgeschlagenen Konzeptionen für einen Kupplungsaktor können bevorzugt bei sämtlichen automatisierten Kupplungsbetätigungen verwendet werden. Insbesondere bei einem elektronischen Kupplungsmanagement (EKM), einem automatisierten Schaltgetriebe (ASG), einem Doppelkupplungsgetriebe (DKG) oder einem elektrischen Schaltgetriebe (ESG).

20 Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der ein möglichst kostengünstiger, geräuscharmer Aktor zur Betätigung von Kupplungen vorgeschlagen wird, welcher zudem eine geringe Hysterese aufweist.

Demnach wird ein Kupplungsaktor vorgeschlagen, bei dem die Kupplung, z. B. die Anfahrkupplung, durch eine Pumpeneinheit mit einem E-Motor ohne Zwischenschaltung von Ventilen realisiert wird. Die Pumpeneinheit kann beispielsweise als Innenzahnradpumpe oder dergleichen ausgeführt werden. Dadurch kann der

5 Kupplungsaktor besonders geräuscharm betrieben werden. Die Innenzahnradpumpe kann leckspaltkompensiert ausgeführt werden.

Die hydraulische Betätigung z. B. einer Anfahrkupplung kann üblicher Weise unter Zwischenschaltung von Proportionalventilen oder dgl. geregelt bzw. gesteuert

10 werden. Dies erfordert neben dem eigentlichen Ventil eine weitere Ventileinheit, welche meist als Schieberventil ausgeführt ist. Daraus ergeben sich die Nachteile, das zum einen hohe Herstellungskosten, und zum anderen ein schlechtes Hystereseverhalten, insbesondere bei möglichen Verschmutzungen vorliegen.

15 Diese Nachteile werden bei der vorgeschlagenen erfindungsgemäßen Konzeption vermieden, indem der Regel- bzw. Steuerbefehl von einem Rechner oder dgl. an den E-Motor gegeben wird. Der E-Motor der Pumpeneinheit kann entsprechend des gegebenen Befehls z. B. durch Veränderung der Drehzahl oder der Drehrichtung des E-Motors beeinflusst werden. Des weiteren kann der E-Motor bezüglich

20 lich des Volumenstromes, des Druckes oder der Fließrichtung des Mediums bzw. des Öles geeignet beeinflusst werden, so dass die vorgenannten Nachteile nicht auftreten.

Diese vorgeschlagene Lösung kann bevorzugt bei Getrieben mit geregelten Anfahr- oder Schaltkupplungen zum Einsatz kommen.

5 Der mit der Anmeldung eingereichte Patentanspruch ist ein Formulierungsvorschlag ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnung offenbarte Merkmalskombinationen zu beanspruchen.

10 Da vorteilhafte Weiterbildungen im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, diese zum Gegenstand abhängiger und/oder unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Ausgestaltungen unabhängige Gestaltung aufweisen.

15

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination
20 oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie dem Anspruch beschriebenen und in der Zeichnung enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Ver-

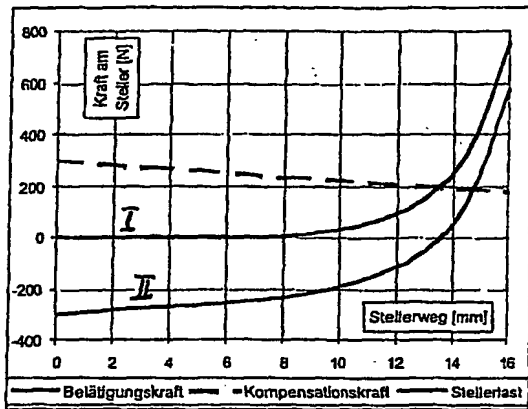
fahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

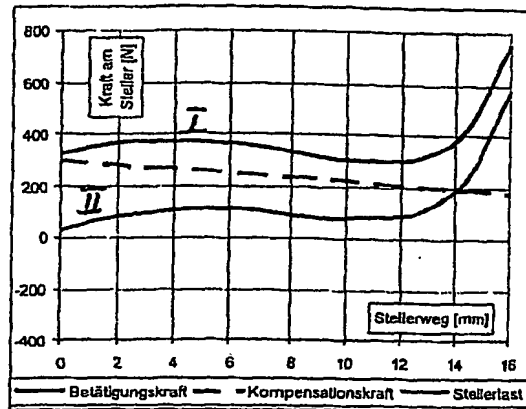
GS 0580 S DE

Zusammenfassung

Es wird ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit einem Antriebsmotor und einem Getriebe im Antriebsstrang vorgeschlagen.

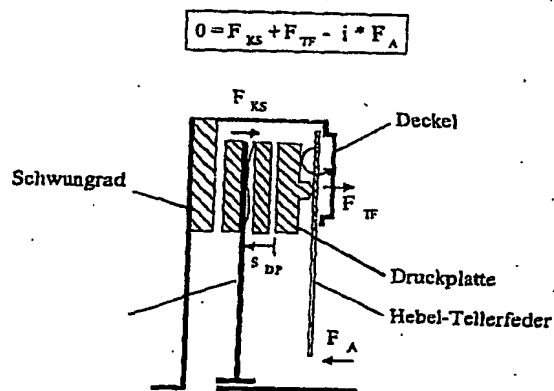


bisherige Kraftkennlinie,
mit linearer Druckfeder kompensiert



veränderte Kraftkennlinie,
mit gleicher Kompensation und die
resultierender Stellerbelastung

Fig. 2



Prinzip der Betätigungskraftveränderung durch eine Tellerfederwirkung

Fig. 3

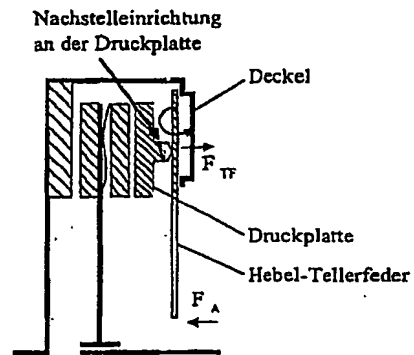
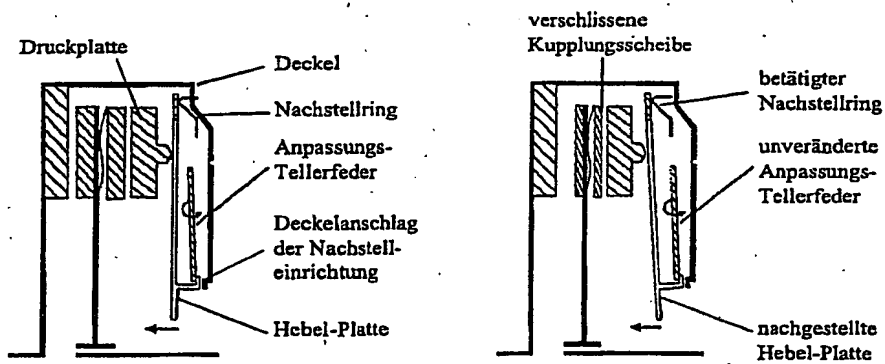
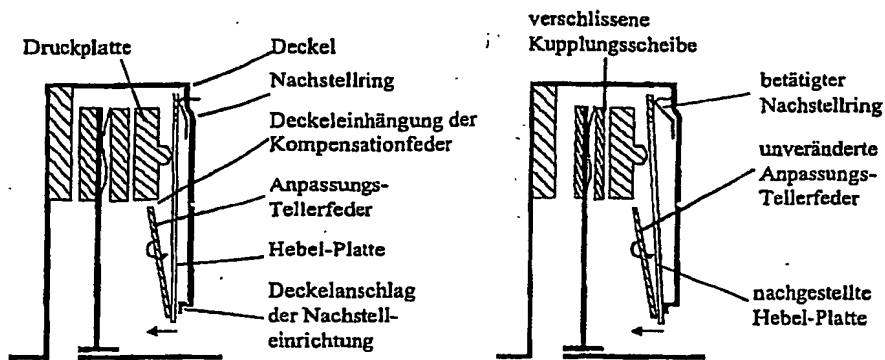


Fig. 4



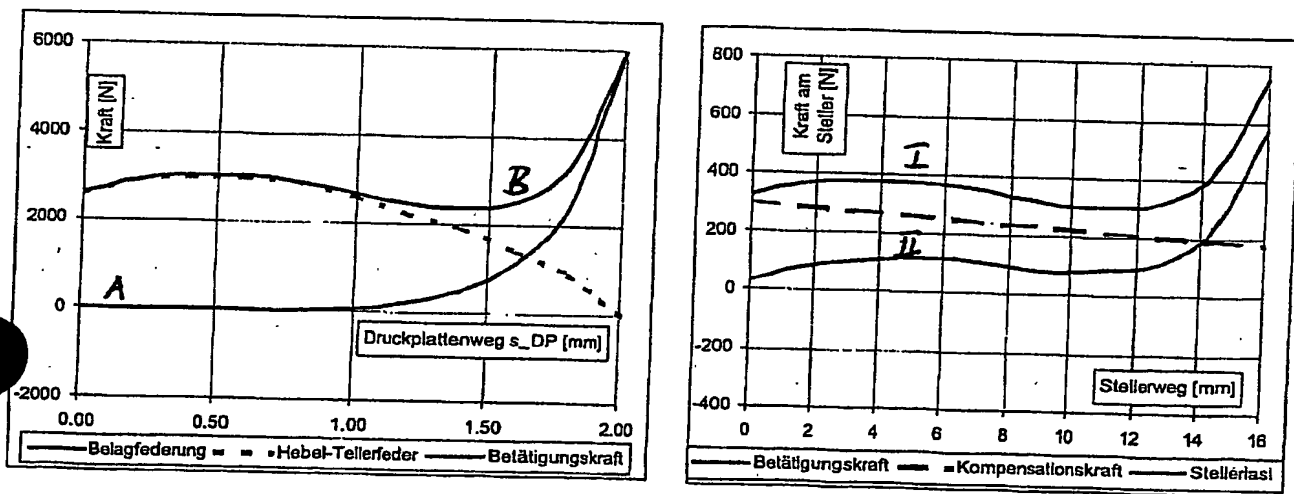
Kompensationsfeder auf der Außenseite der Hebelplatte
im Neuzustand und nach Verschleißnachstellung

Fig. 5



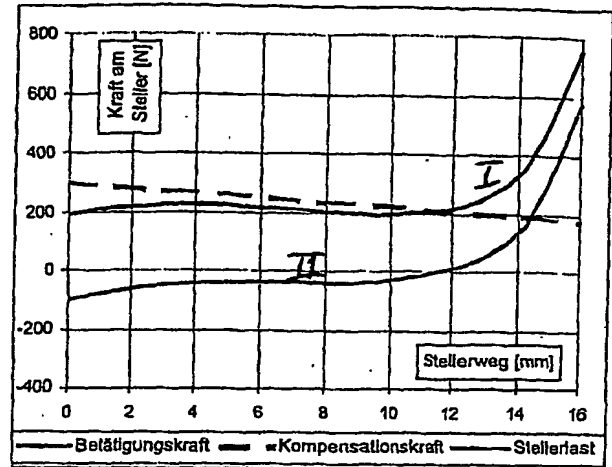
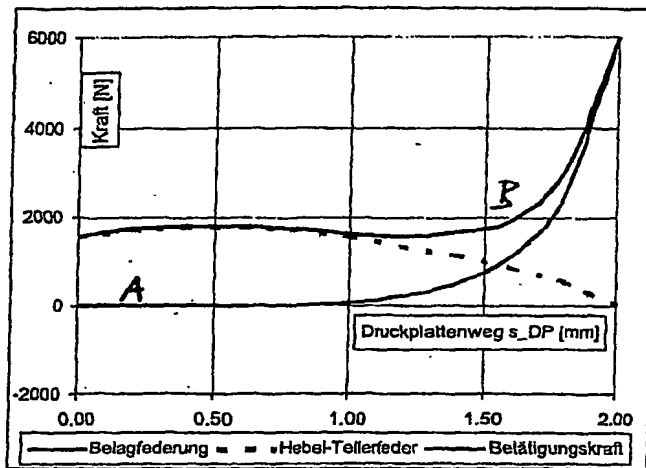
Kompensationsfeder auf der Innenseite der Hebelplatte
im Neuzustand und nach Verschleißnachstellung

Fig. 6



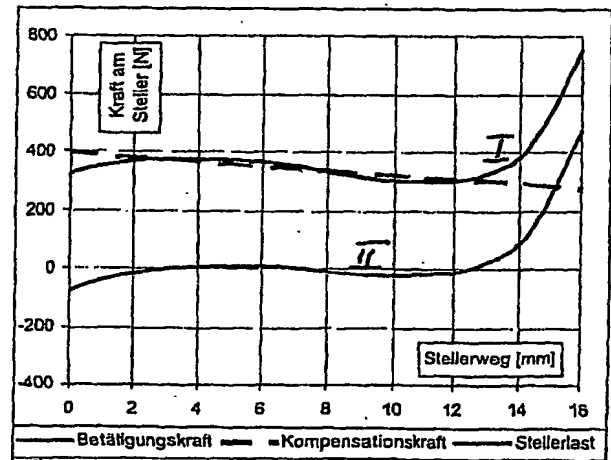
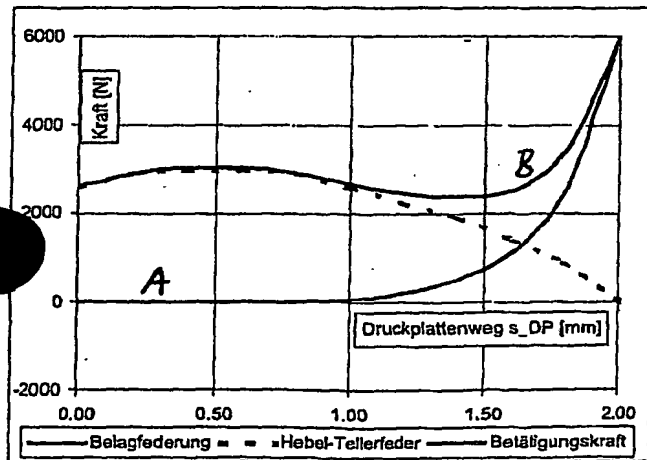
- hohe Tellerfederkraft und Kompensationsfeder bewirken am Aktor positive Stellkräfte

Fig. 7



- verminderte Tellerfederkraft und gleiche Kompensationsfeder bewirken am Aktor einen Wechsel der Stellkräftefrichtung

Fig. 8



- hohe Tellerfederkraft und stärkere Kompensationsfeder bewirken am Aktor einen großen Bewegungsbereich mit minimalen Stellkräften

Fig. 9

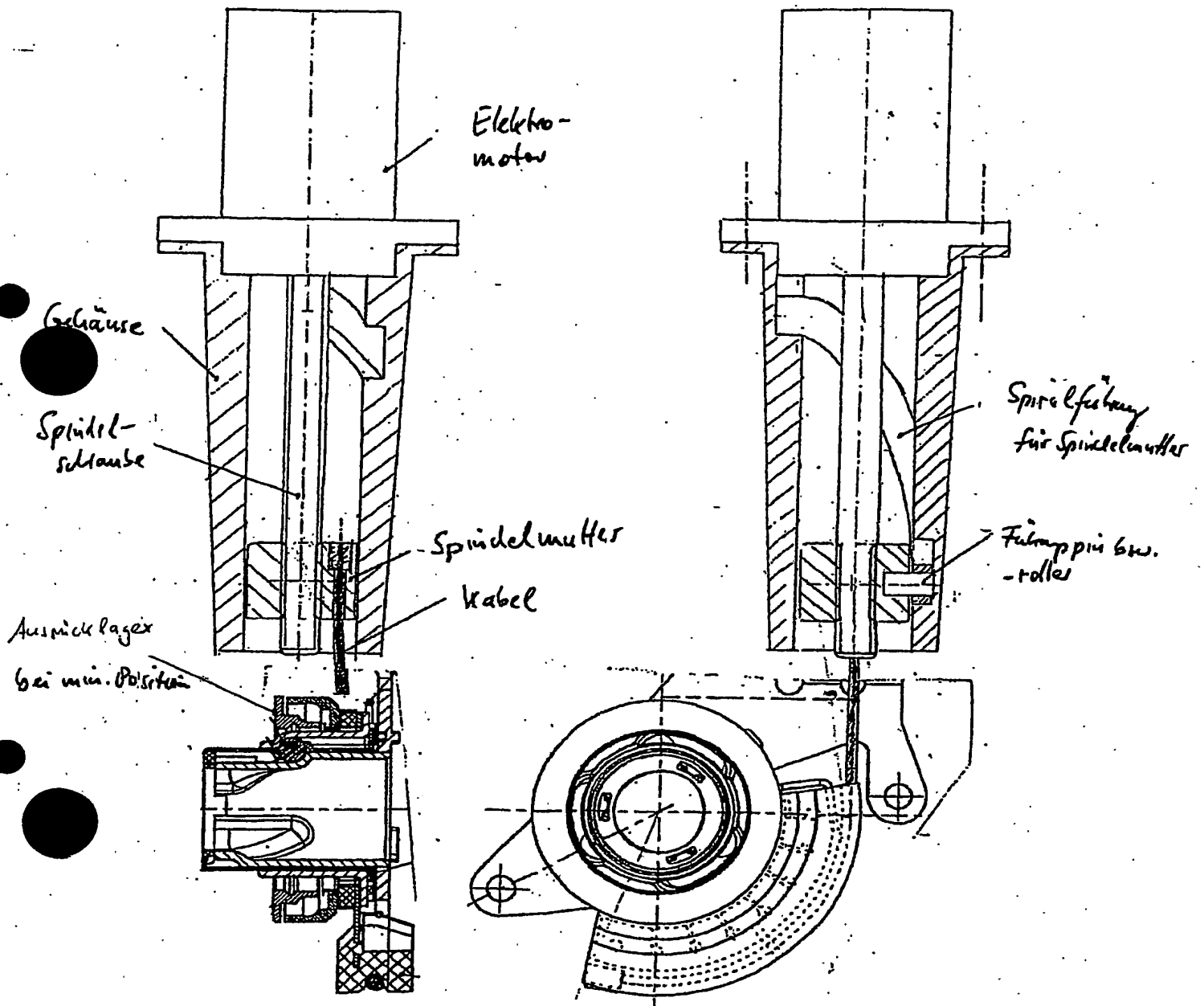


Fig. 10

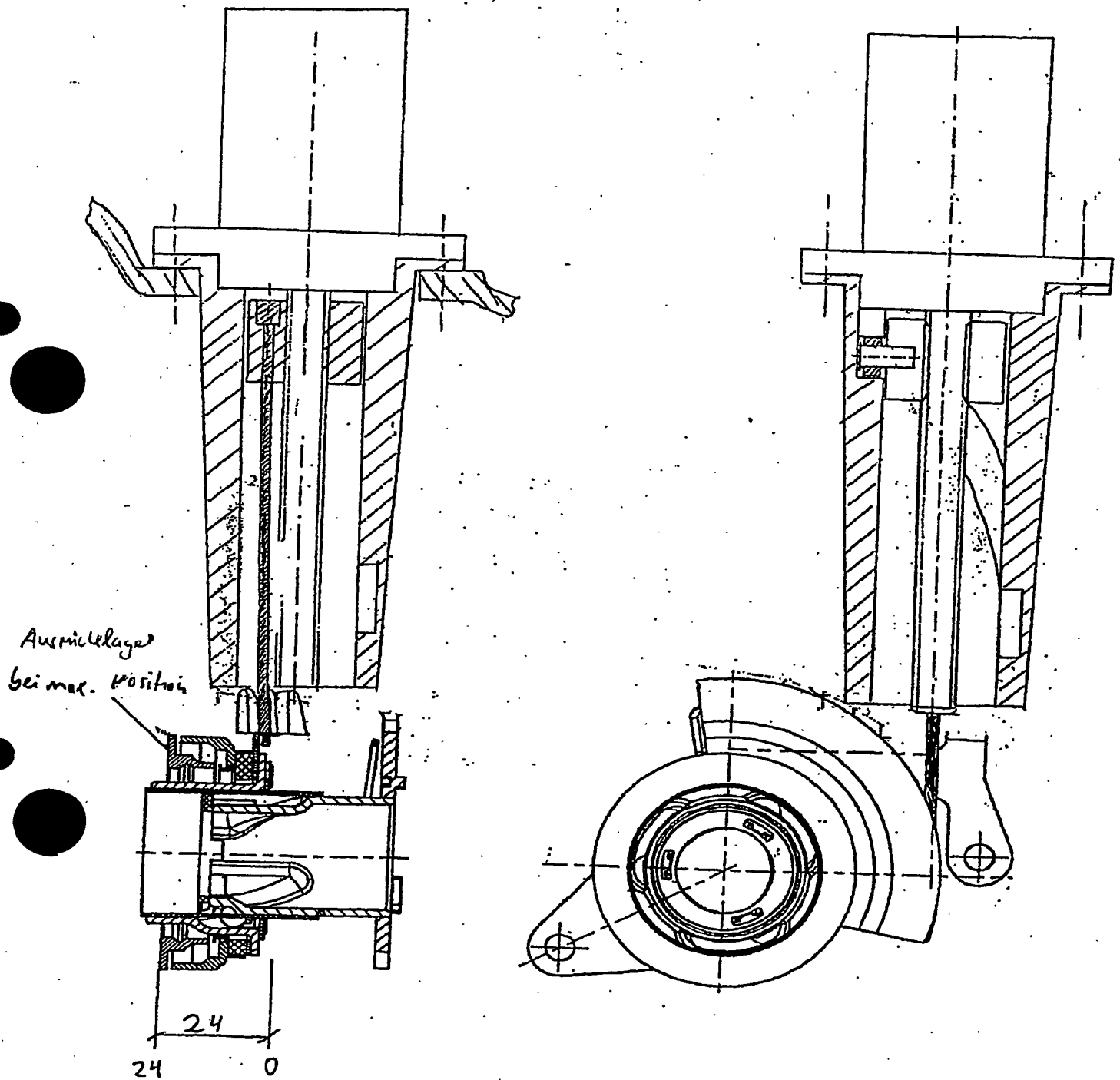


Fig. 11

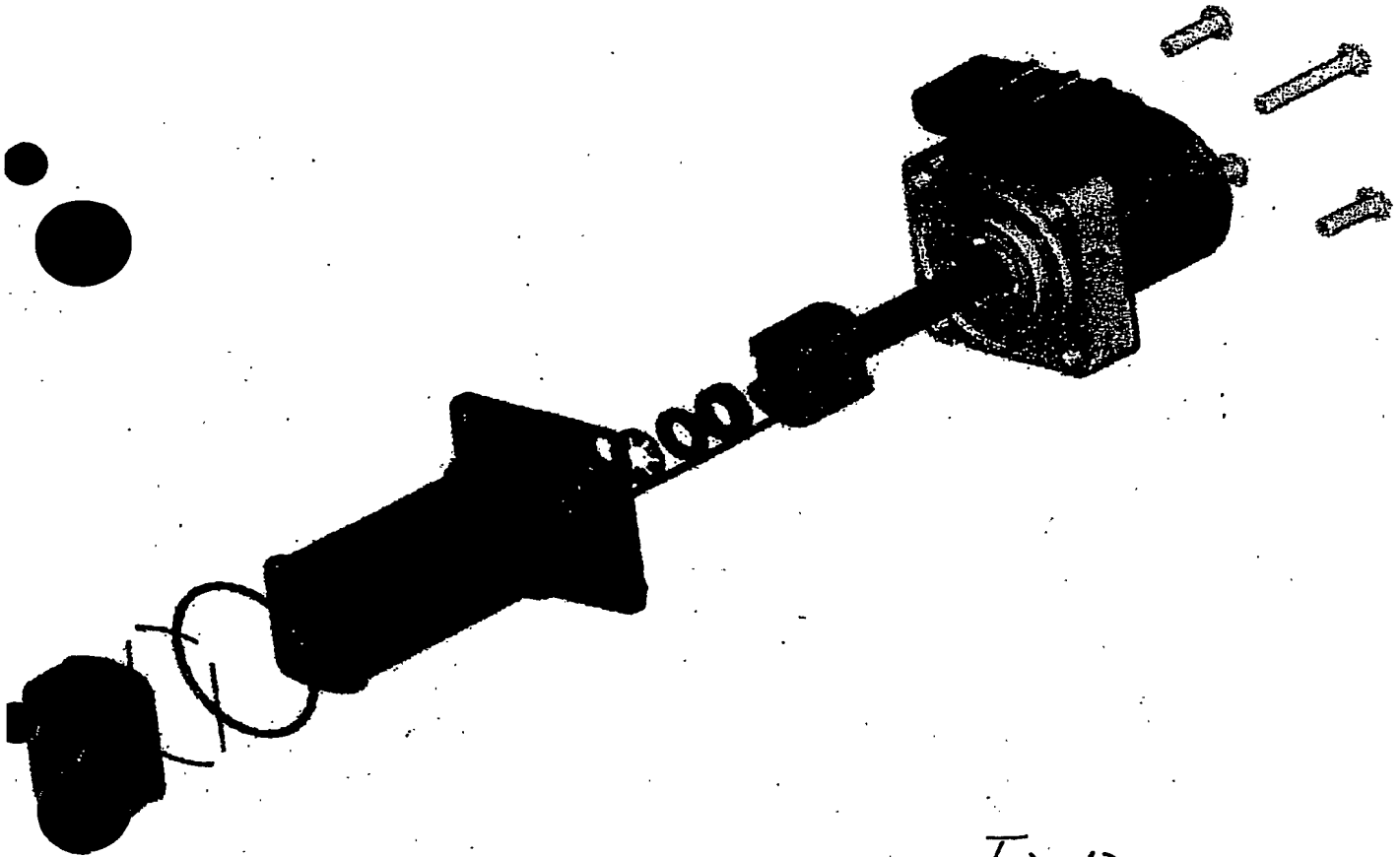


Fig. 12

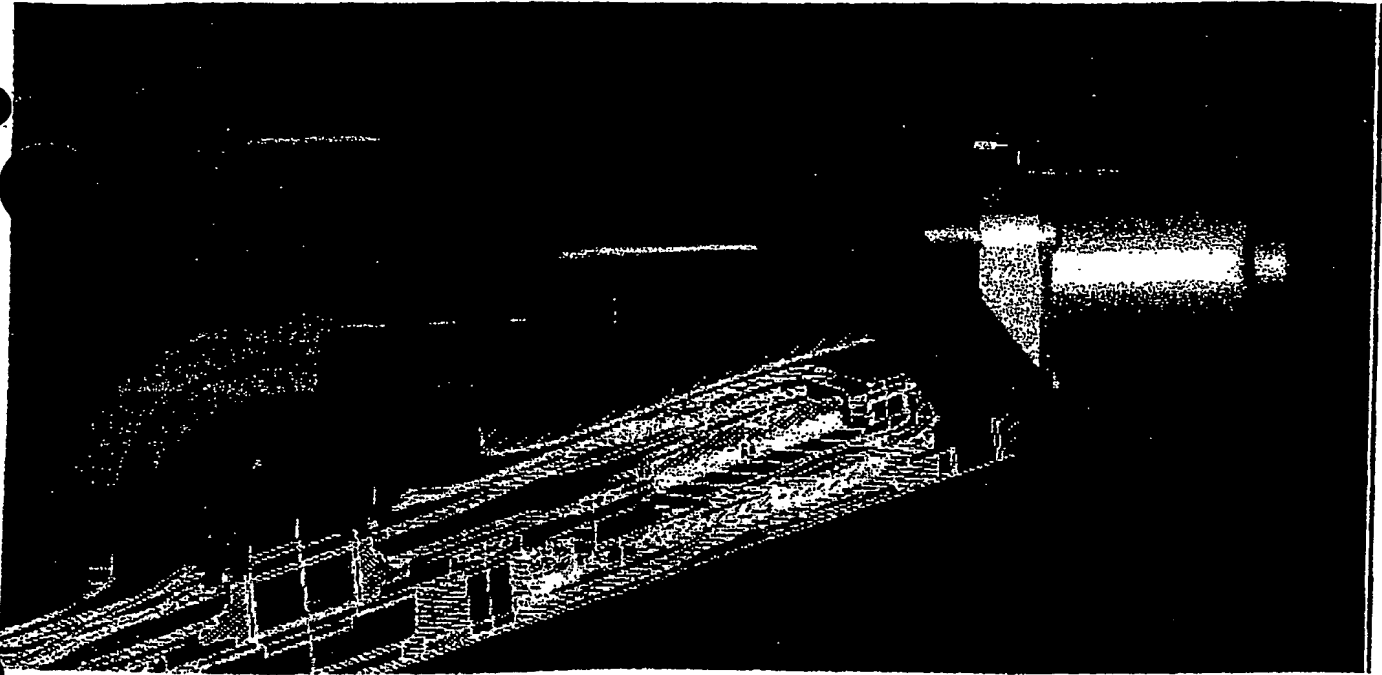


Fig. 13

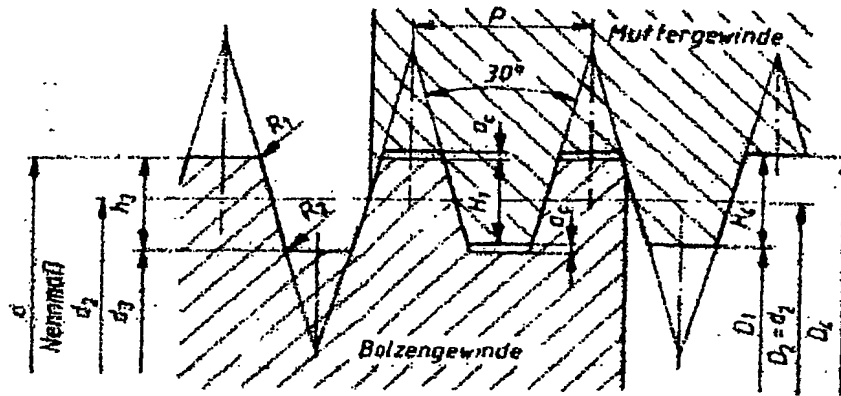


Fig. 14

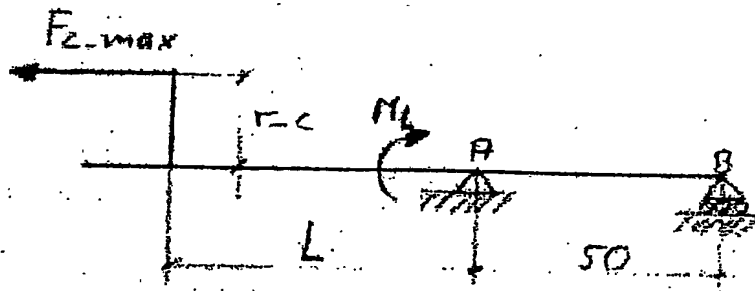
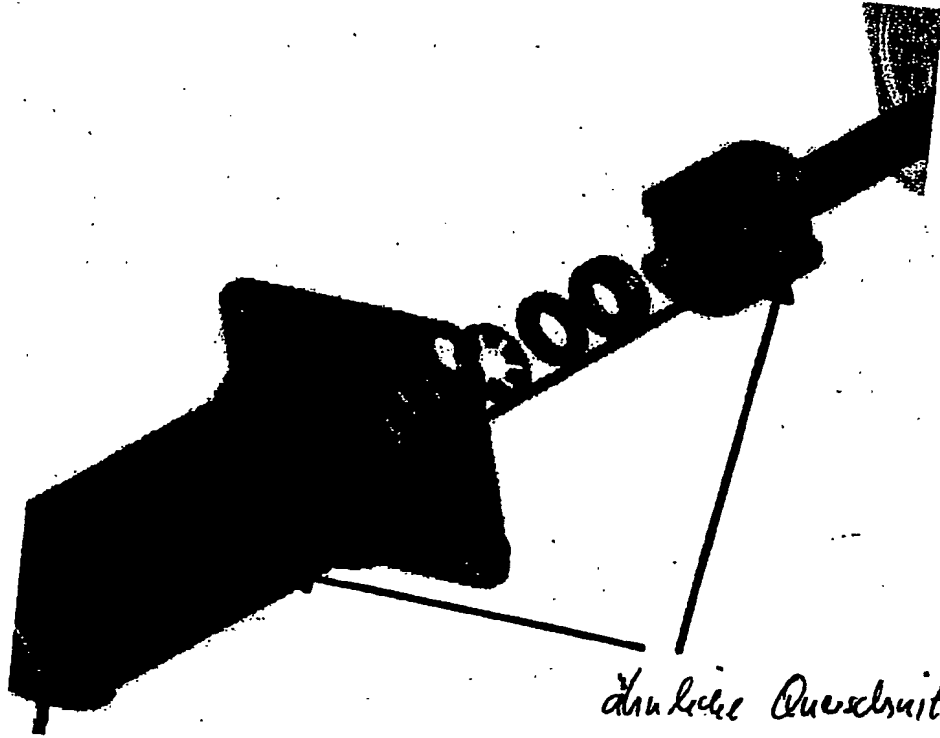


Fig. 15



durch diesen Querschnittsbereich
axiales Gleiten im Gehäuse
möglich

Fig. 16

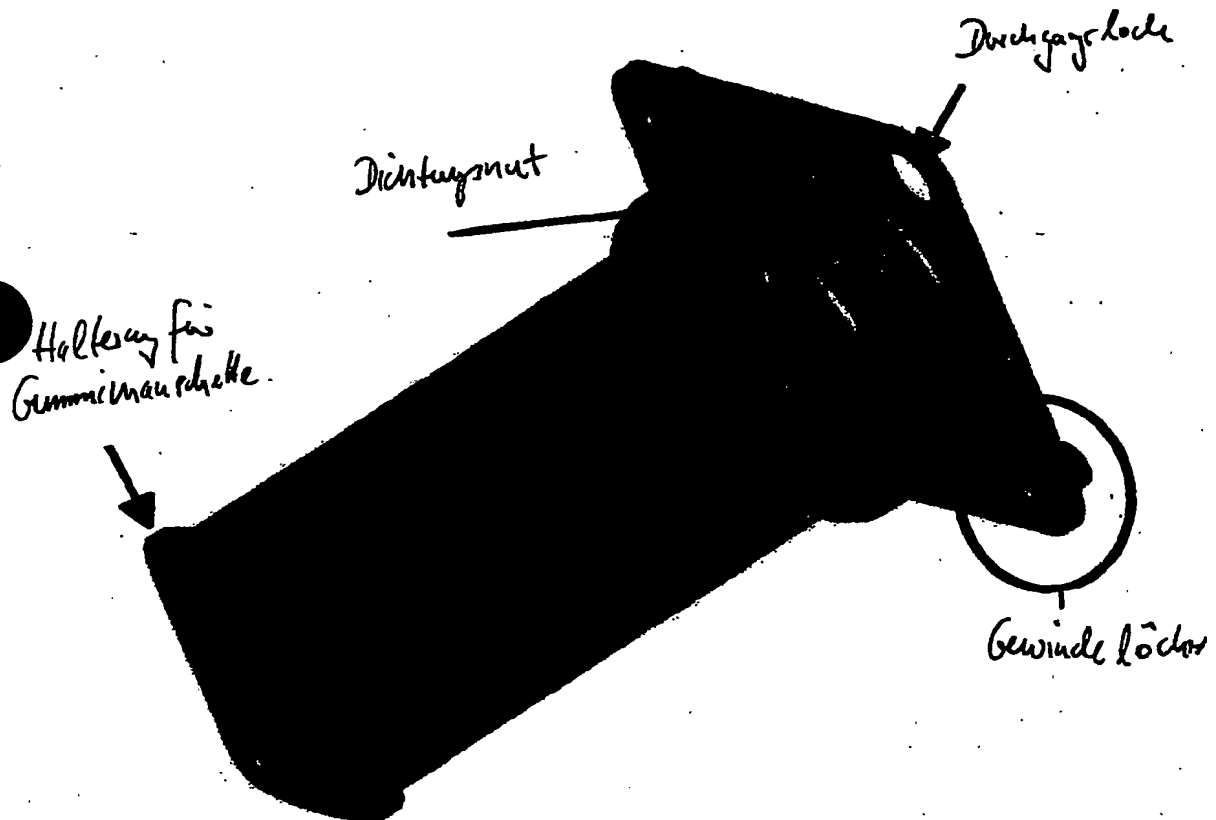


Fig. 17

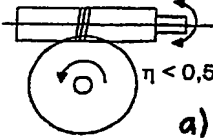
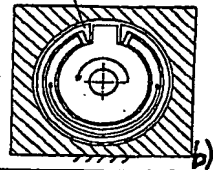
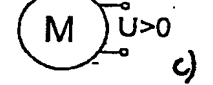


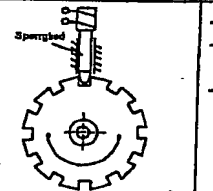
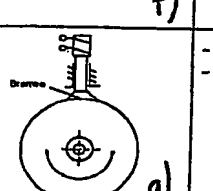
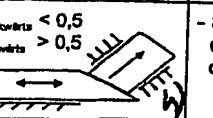
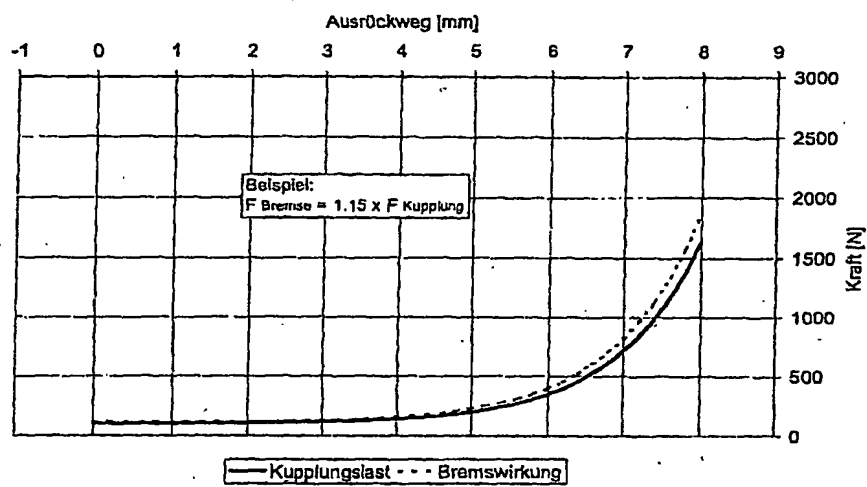
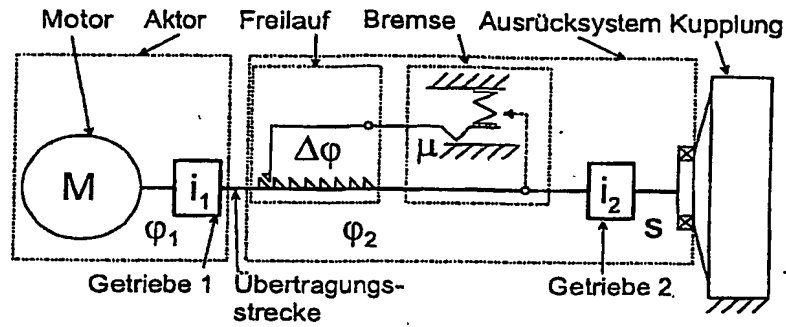
Möglichkeit		Nachteile	Vorteile
selbst-hemmendes Getriebe	 a)	- geringer Wirkungsgrad in beide Bewegungsrichtungen	- funktionssicher - wenige Bauteile - geringes Umkehrspiel
Lastmoment-sperre	 b)	- Mehraufwand an Bauteilen - Streuungen der Funktionseigenschaften durch Änderung der Reibseigenschaften - schlechtes Regelverhalten	- hoher Wirkungsgrad in beide Richtungen
Dauerbestromung	 c)	- Verlustleistung durch Bestromung - thermische Belastung des Aktors - hohe Belastung der Kommutierung	- hoher Wirkungsgrad in beide Richtungen - bei elektr. kommut. Motoren einsetzbar
einseitige Bremse	 d)	- Ausrichtung darf seine Orientierung nicht wechseln (keine int. Kompensation wie EKM) - hoher Leistungsbedarf für spezielle Regelvorgänge (Schlupfregelung) - Mehraufwand an Bauteilen	- Selbsthaltung in eine Bewegungsrichtung - höherer Wirkungsgrad in der anderen Richtung
zweiseitige Richtungsbremse	 e)	- Mehraufwand an Bauteilen	- Selbsthaltung gegen Lasten aus beiden Richtungen - höherer Wirkungsgrad in beide Richtungen
aktive Sperre	 f)	- Mehraufwand an Bauteilen - Betätigungsmechanismus erforderlich - nur diskrete Aktorstellungen möglich	- hoher Wirkungsgrad in beide Richtungen
Bremse	 g)	- Mehraufwand an Bauteilen - Betätigungsmechanismus erforderlich	- hoher Wirkungsgrad in beide Richtungen - jede Aktorposition einstellbar
einseitig selbst-hemmendes Getriebe	 h)	- Streuungen der Funktionseigenschaften durch Änderung der Reibseigenschaften	- Selbsthemmung in eine Bewegungsrichtung - höherer Wirkungsgrad in der anderen Richtung

Fig. 18



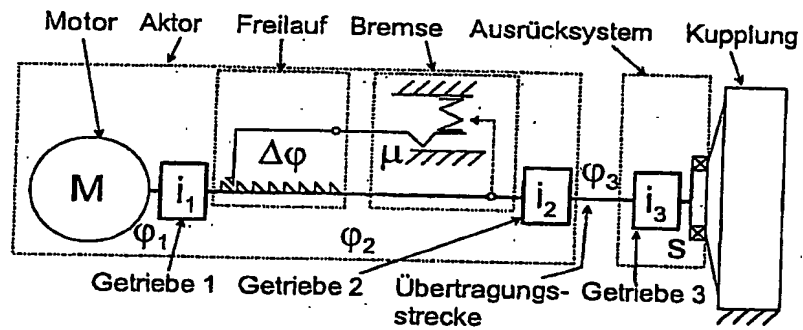
Kupplungskraftabhängigkeit der Bremswirkung

Fig. 19



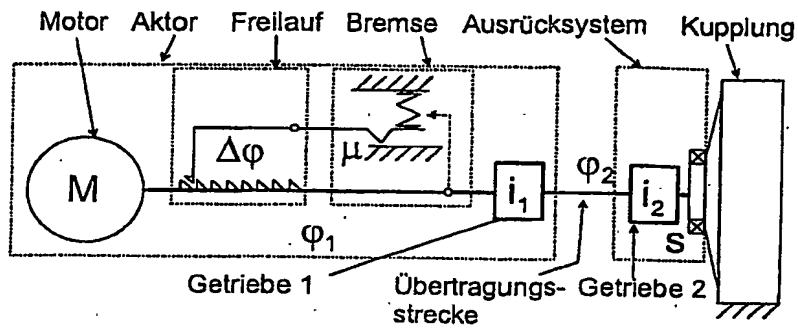
Variante 1: Kupplungbetätigung mit Bremsfreilauf im Ausrücksystem

Fig. 20



Variante 2 Kupplungbetätigung mit Bremsfreilauf und zwei Übersetzungen im Kupplungsaktor

Fig. 21



Variante 3 Kupplungbetätigung mit Bremsfreilauf und einer Übersetzung im Kupplungsaktor

Fig. 22

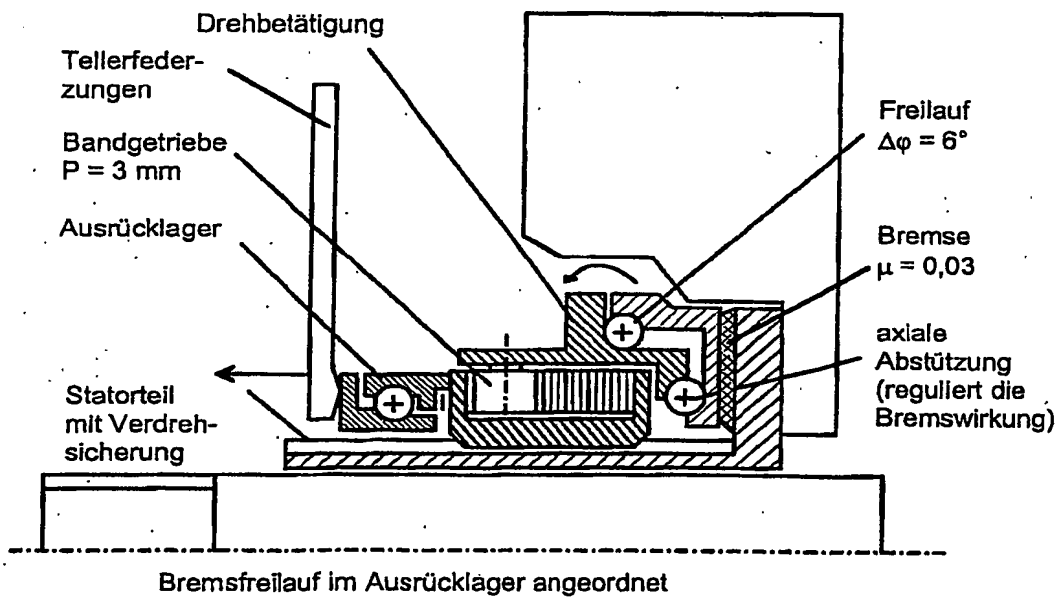


Fig. 23

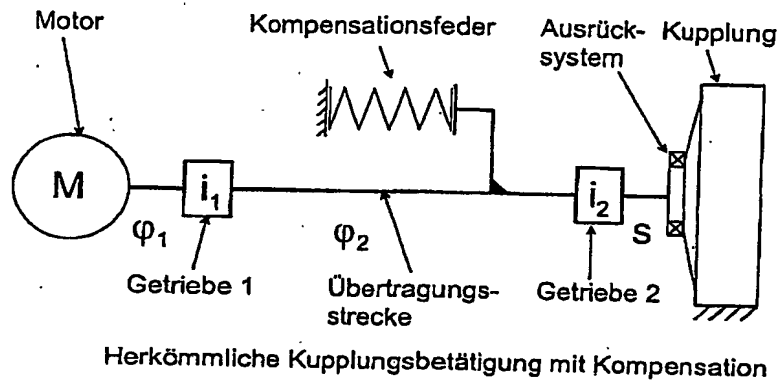
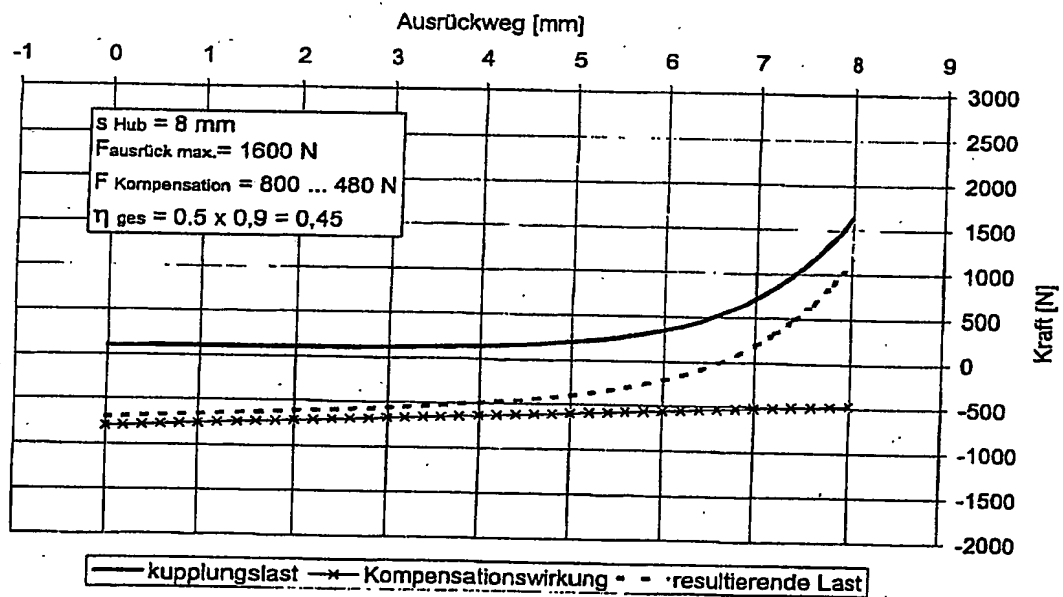


Fig. 24



Verhältnisse von Kupplungskraft und Kompensation, bezogen auf den Ausrückweg

Fig. 25

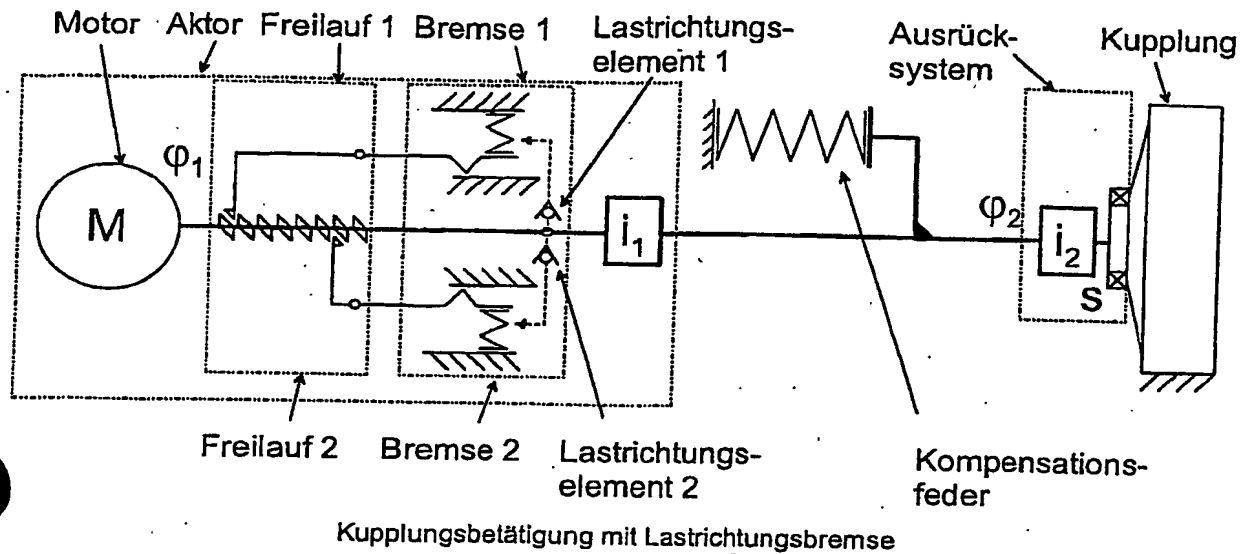
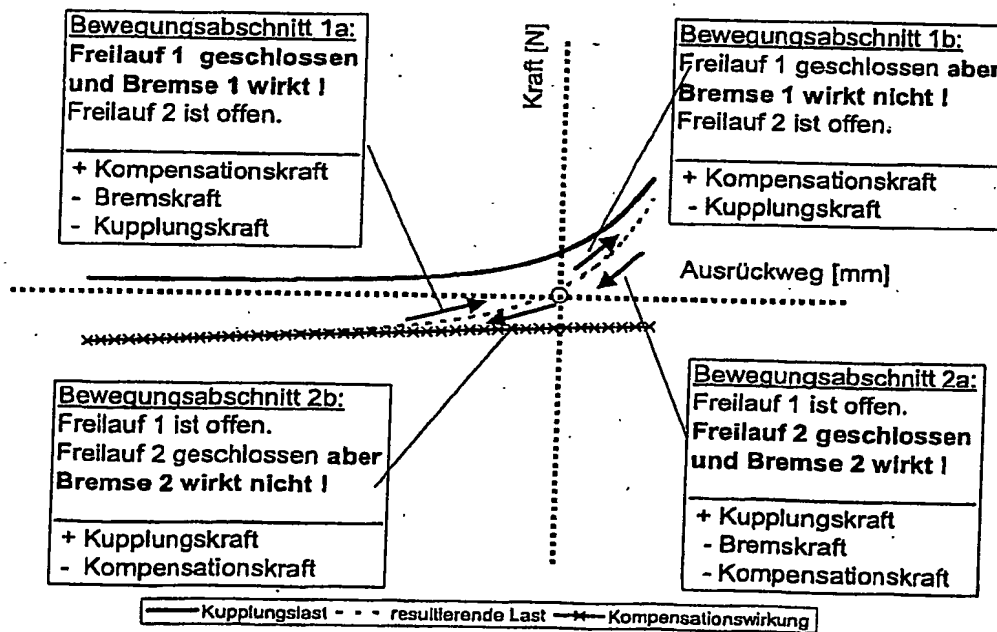
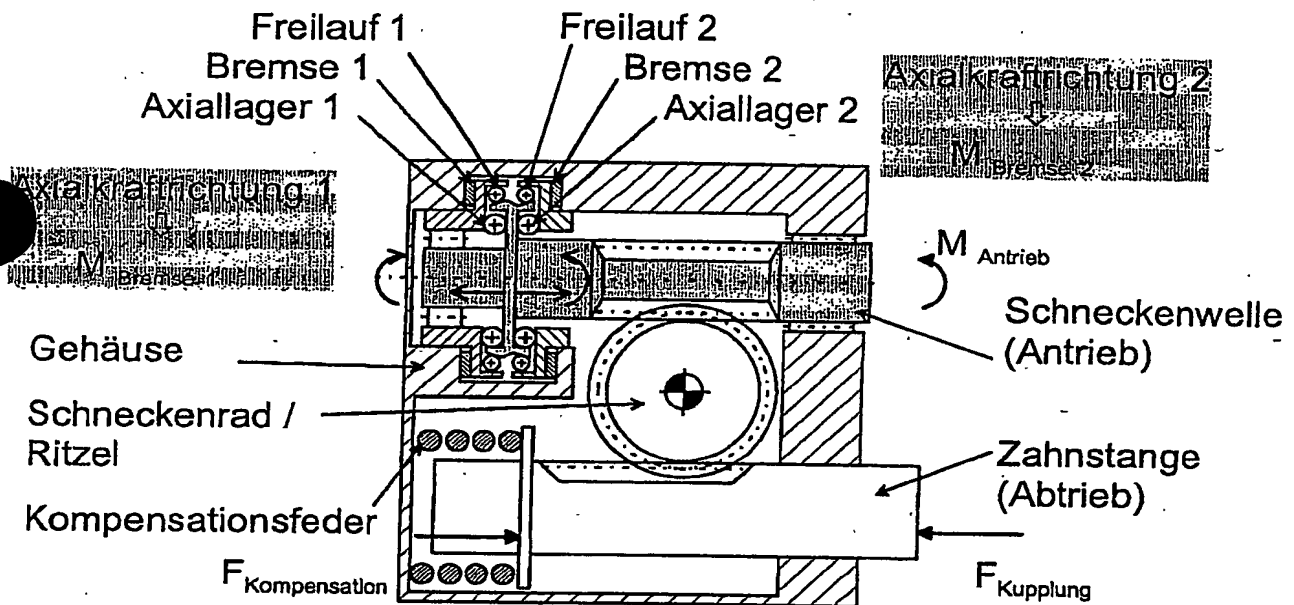


Fig. 26



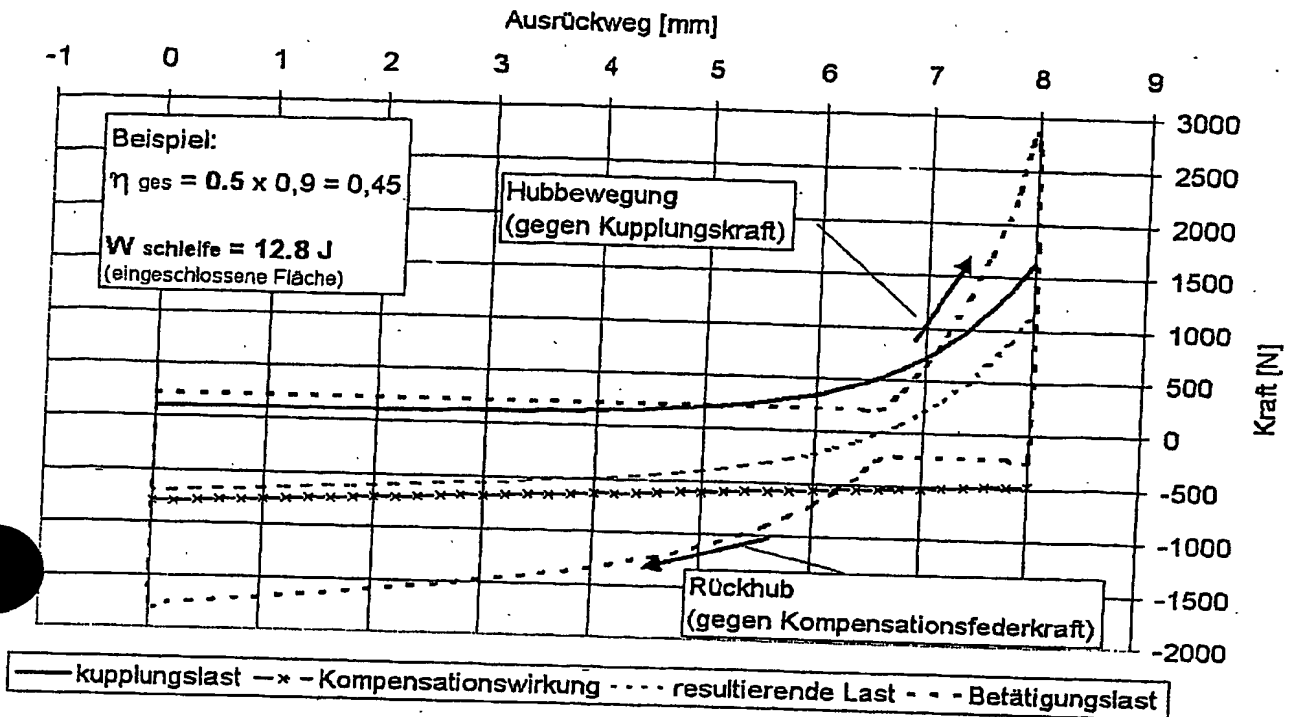
Bewegungsrichtungs- und Lastrichtungsabhängigkeit der Bremse

Fig. 27



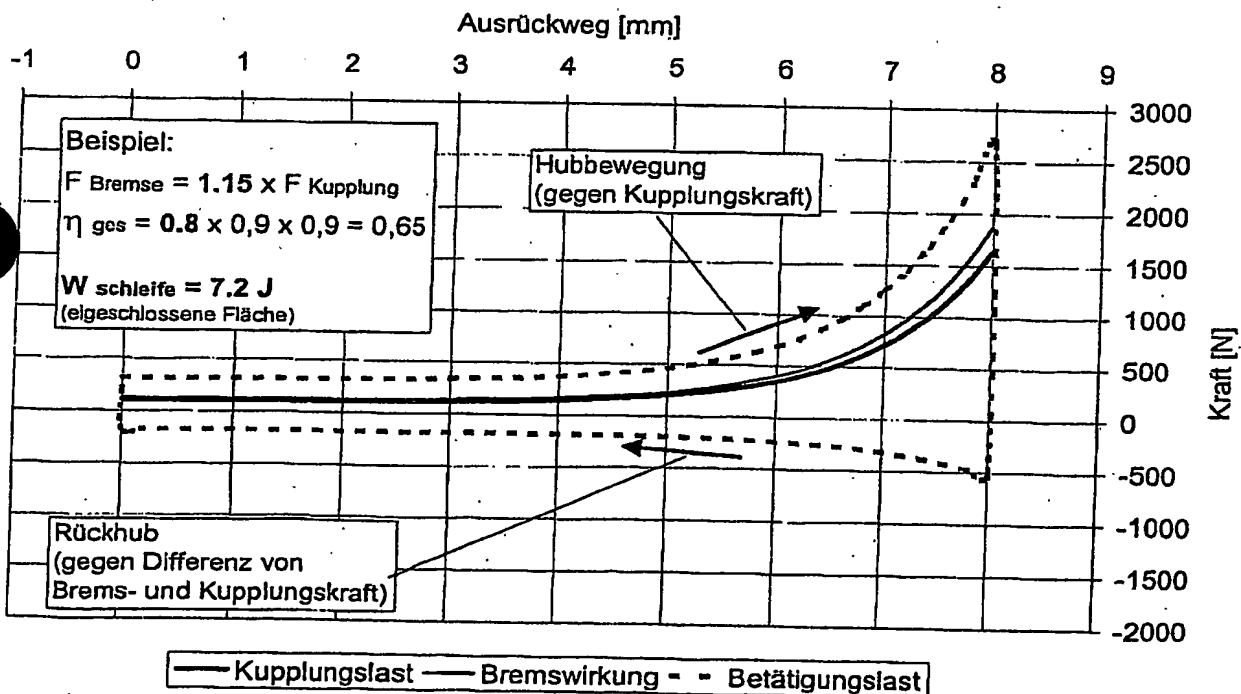
Lastrichtungsbremse im Aktorgetriebe eines Zahnstangenaktors angeordnet

Fig. 28



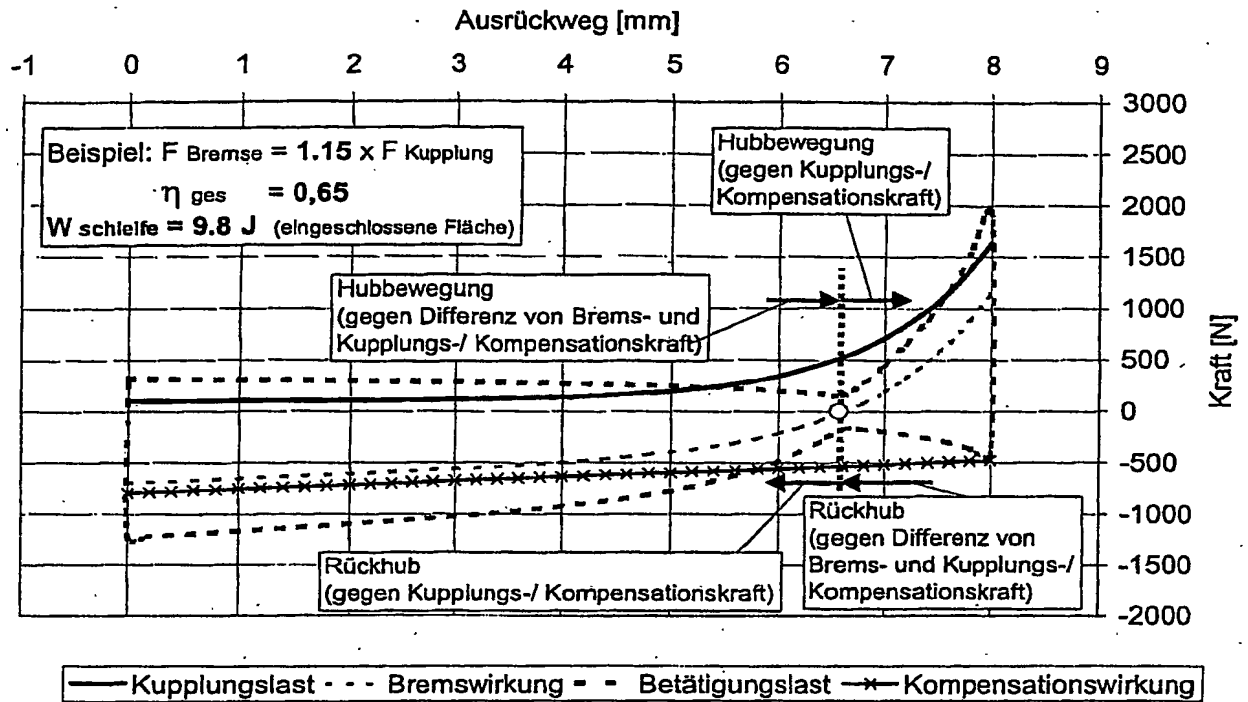
Betätigungslast des herkömmlichen Systems mit Selbsthemmung und Kompensation

Fig. 29



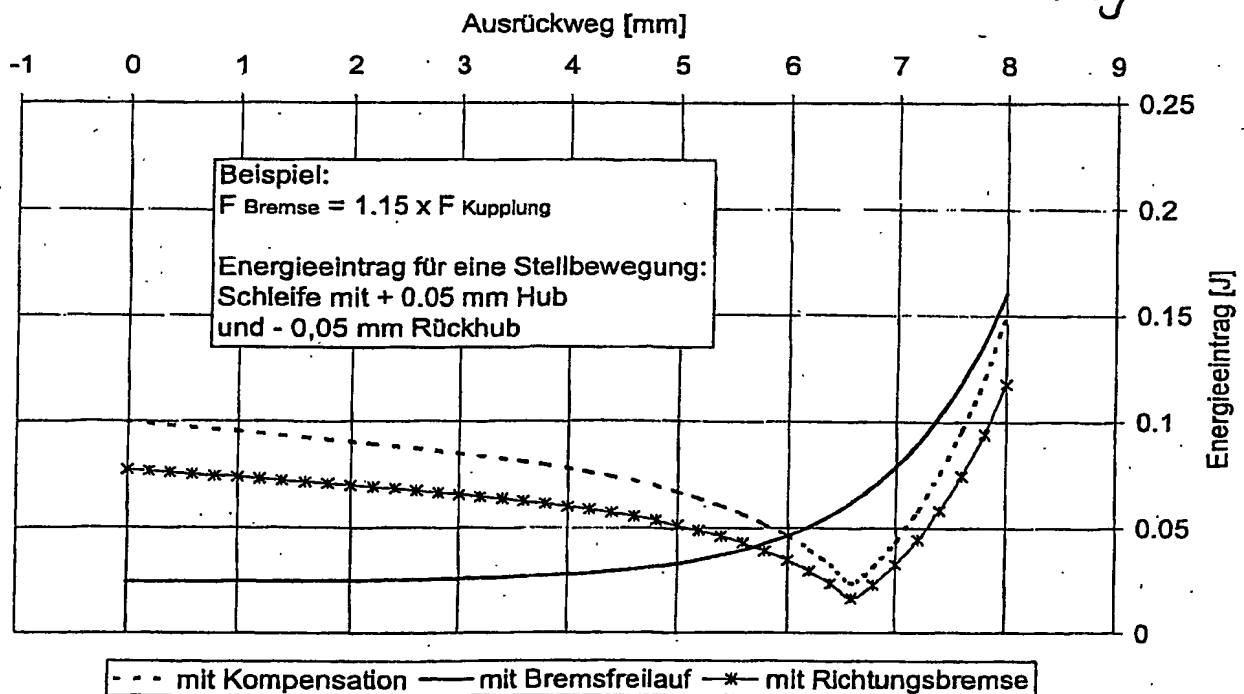
Betätigungslast des Systems mit Bremsfreilauf nach Variante 2

Fig. 30



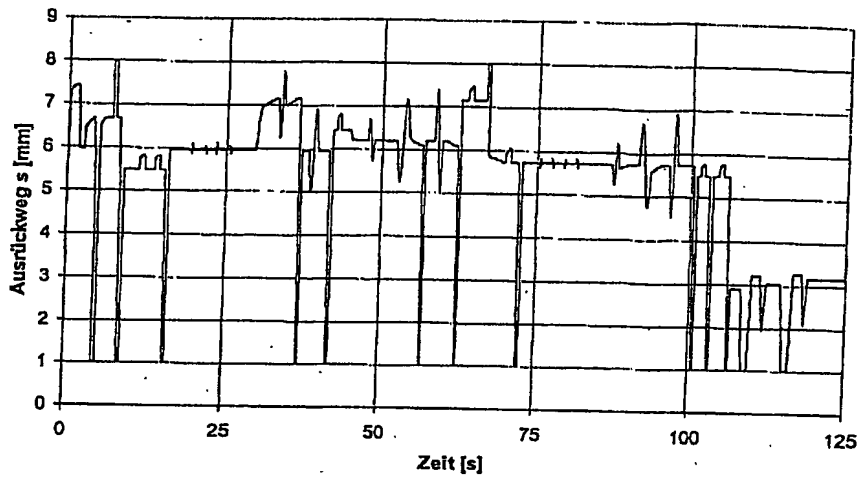
Betätigungslast des Systems mit Richtungsbremse

Fig. 31



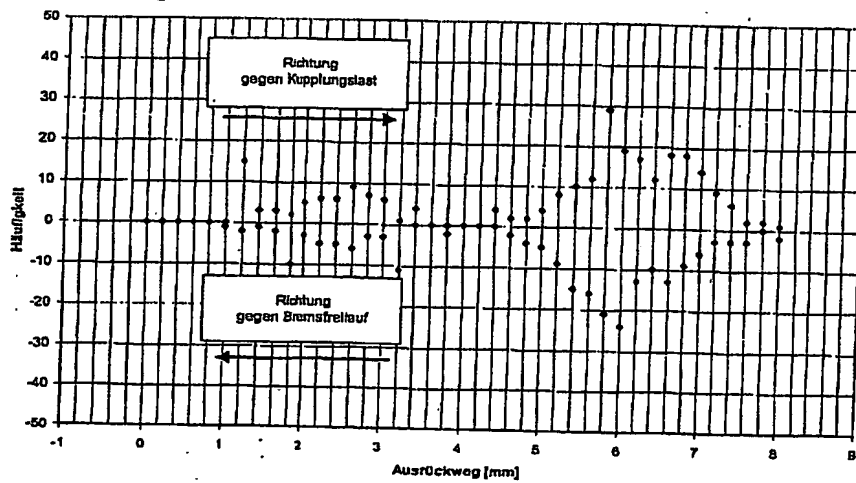
Leistungsbedarf bei Stellbewegungen

Fig. 32



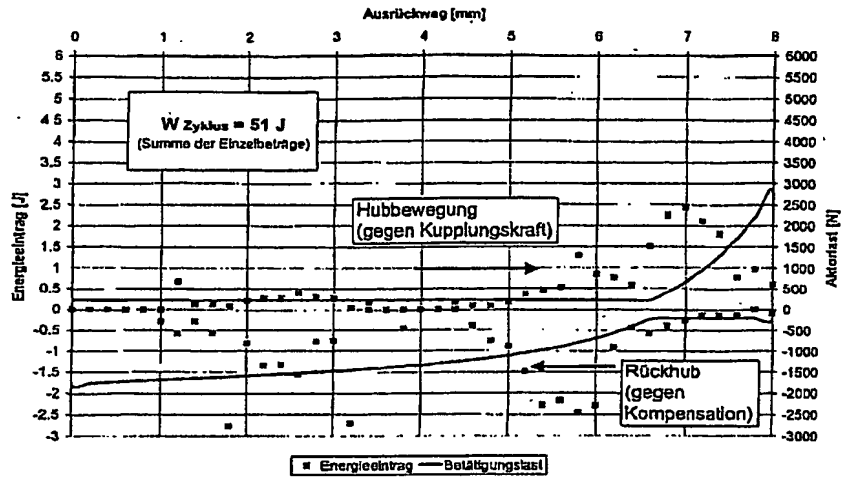
Kupplungsstellerzyklus 2.0

Fig. 33

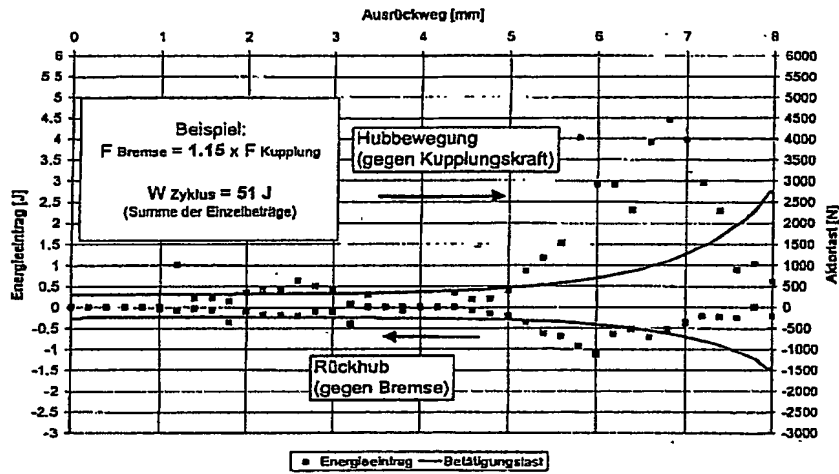


Häufigkeitsverteilung der Kupplungsstellerposition im Bewegungszyklus für Vor- und Rückhub

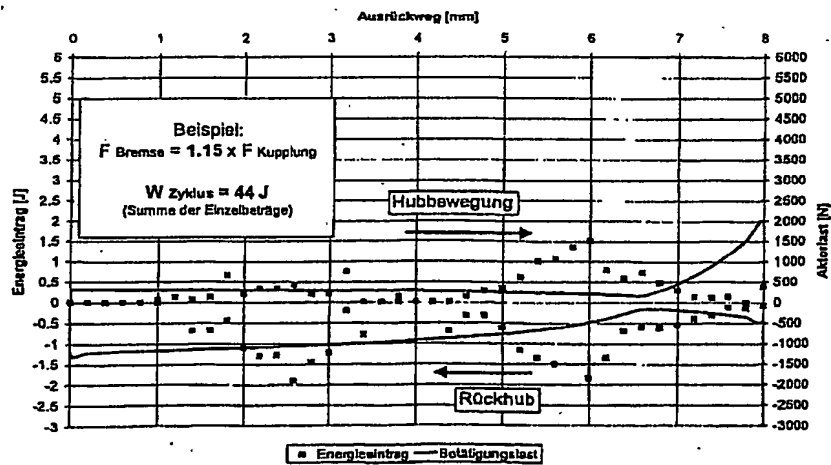
Fig. 34



Energieeintrag bei kompensierter Aktorik

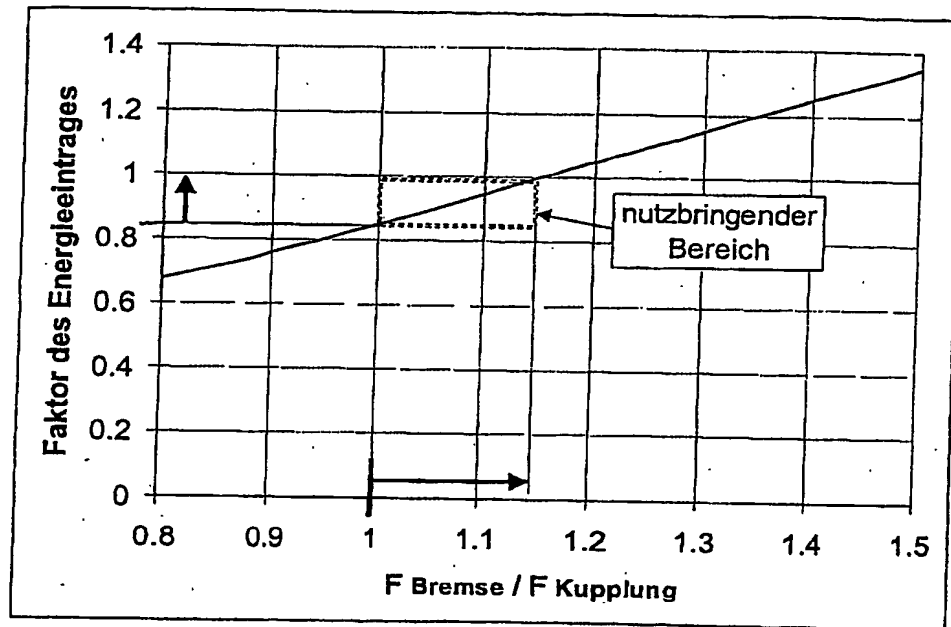


Energieeintrag bei Nutzung eines Bremsfreilaufes



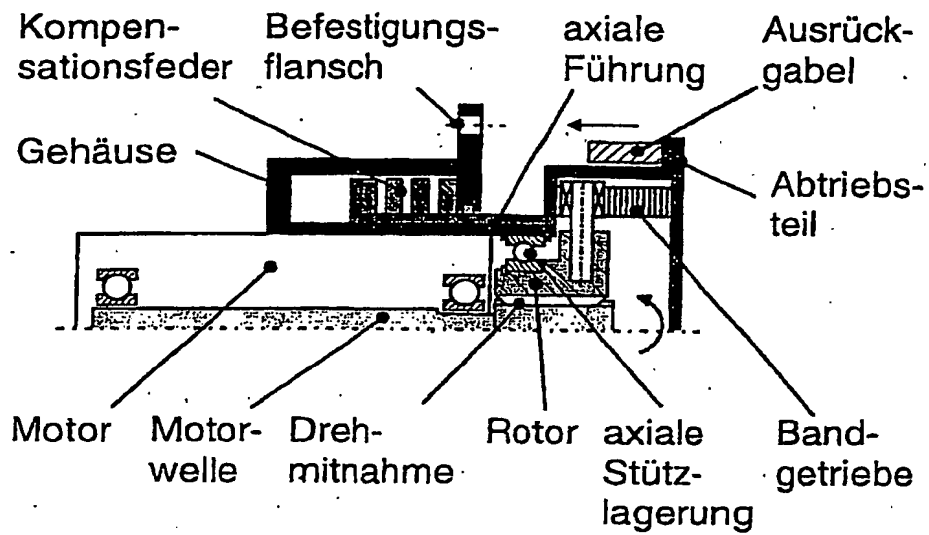
Energieeintrag bei Nutzung einer Richtungsbremse

Fig. 35



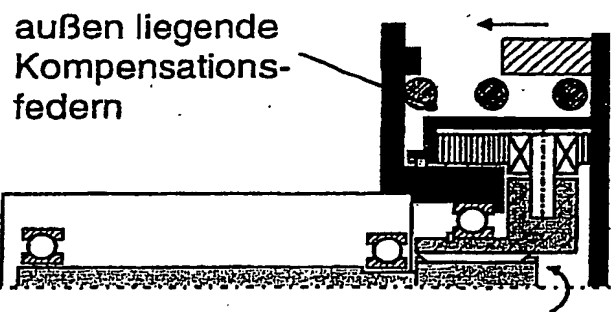
Verhältnis des Energieeintrages im Vergleich mit einer selbsthemmenden, kompensierten Aktorik

Fig. 36



Halbschnitt eines Kupplungsaktors mit Bandgetriebe und Kompensationsfeder

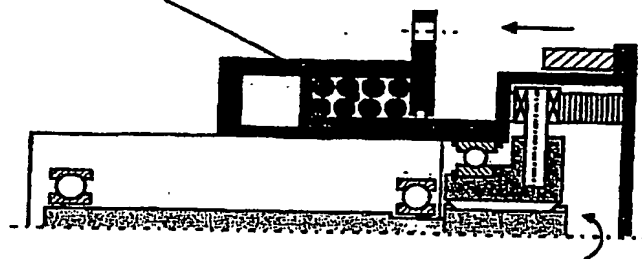
Fig. 37



Anordnung mit einer außen liegenden Kompensationsfeder

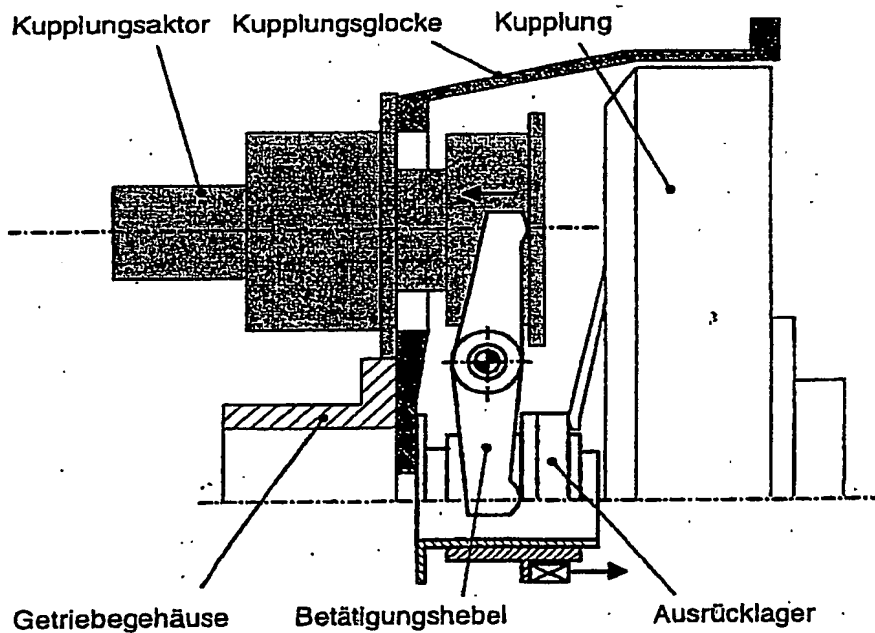
Fig. 38

zwei koaxiale
Kompensationsfedern



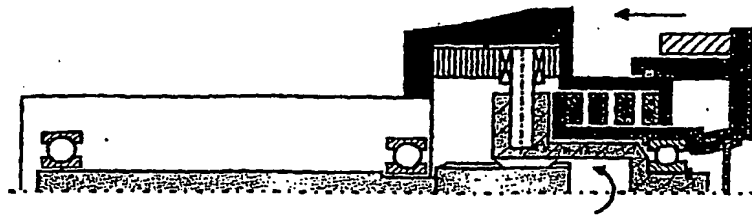
Anordnung von zwei koaxialen Kompensationsfedern

Fig. 39



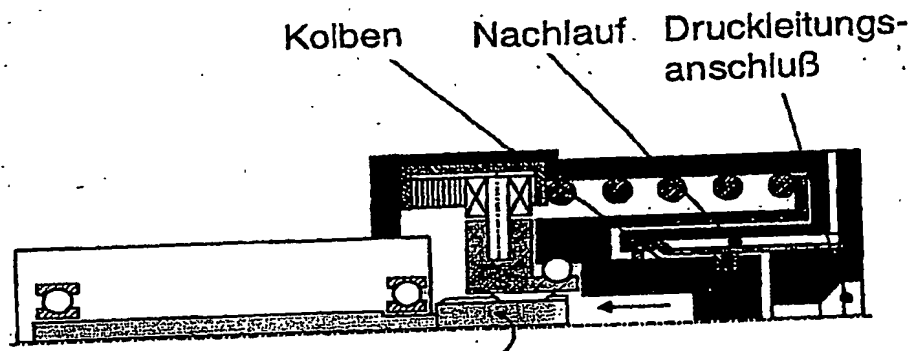
Anordnung des Kupplungssteller und des Ausrücksystems an der Kupplungsglocke

Fig. 40



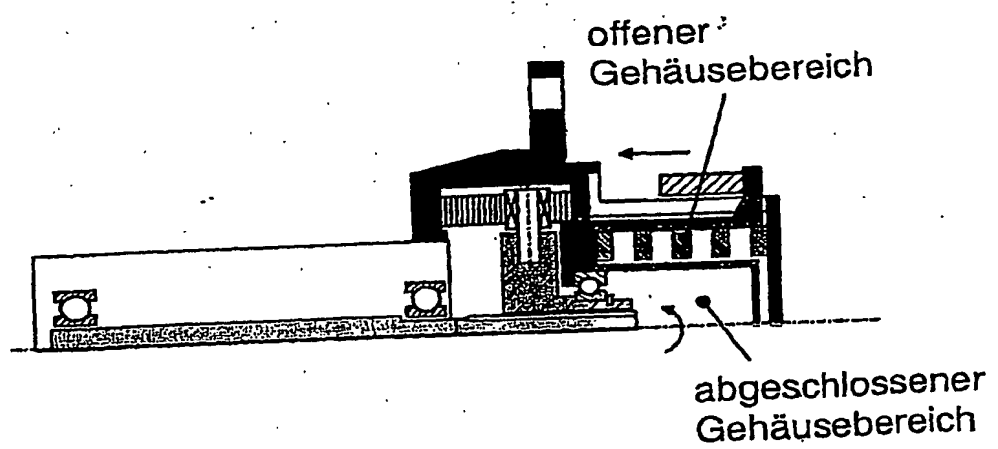
Aufbau mit axial verschieblichem Rotor und feststehendem Bandgetriebe

Fig. 41



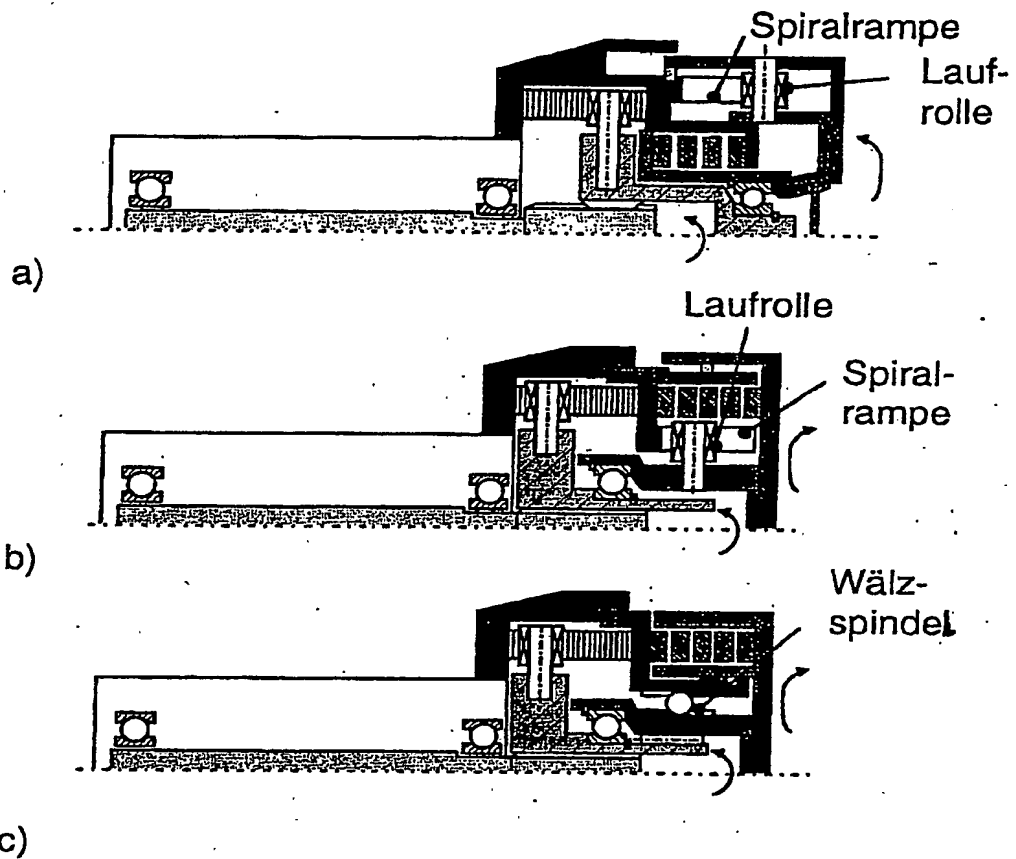
Kombination von Bandgetriebe, Kompensationsfeder und Geberzylinder

Fig. 42



Anordnung mit einer Kompensationsfeder außerhalb des Aktorgehäuses

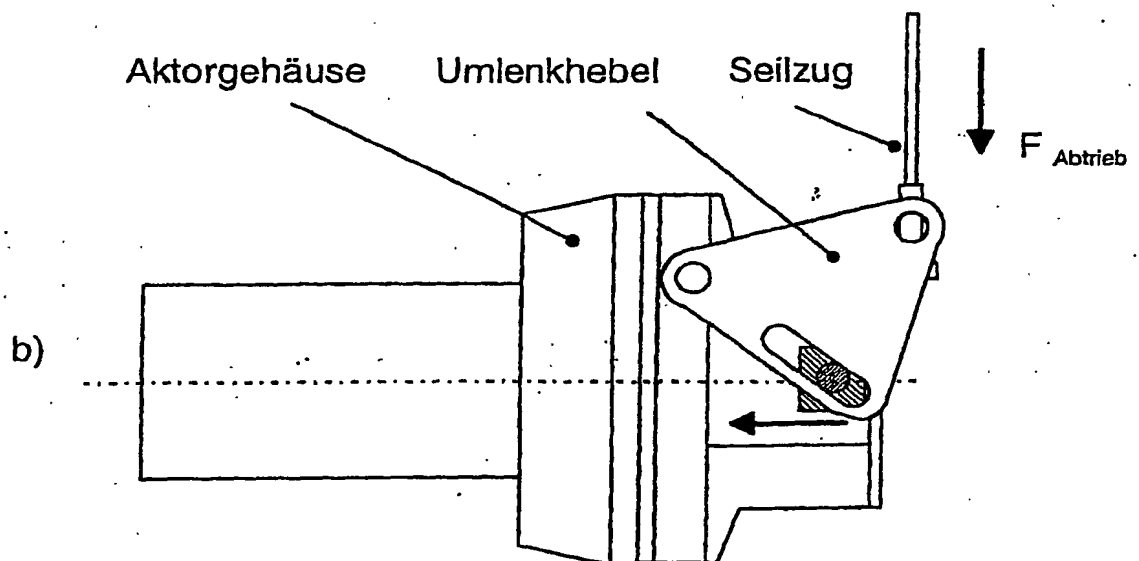
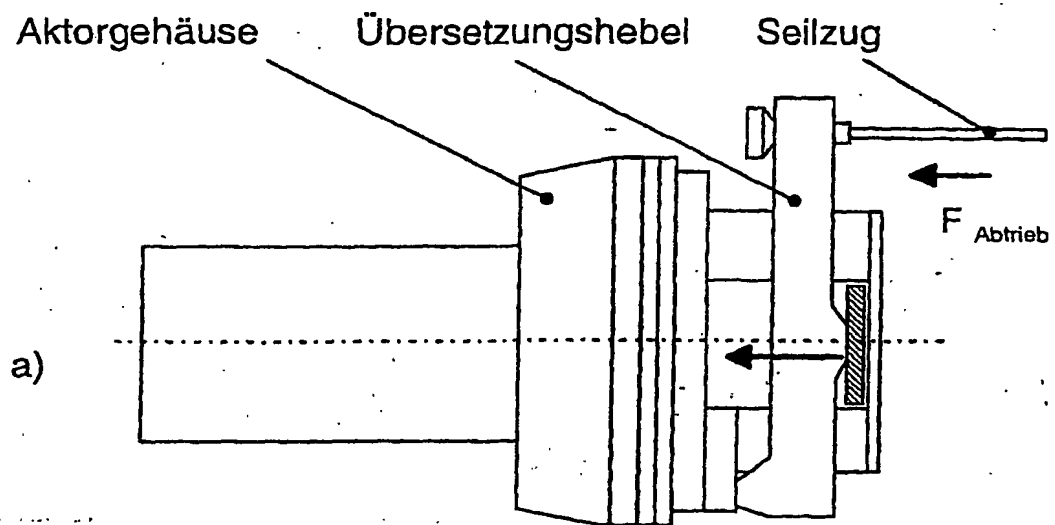
Fig. 43



Kupplungsaktoren mit schraubender Abtriebsbewegung

- a) Rampe mit Laufrolle außerhalb der Feder liegend
- b) Rampe mit Laufrolle innerhalb der Feder liegend und
- c) Rampe mit Wälzspindel innenliegend (ähnlich MZA)

Fig. 44

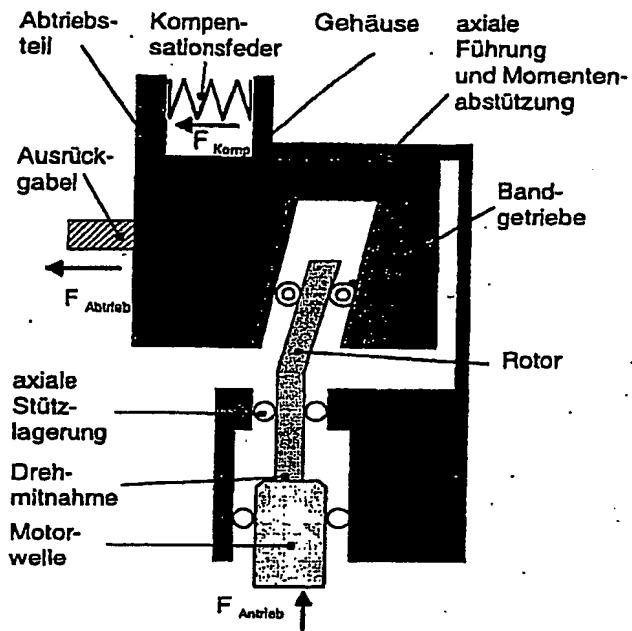


Hebelmechanismus am Aktorabtrieb

a) Übersetzungshebel

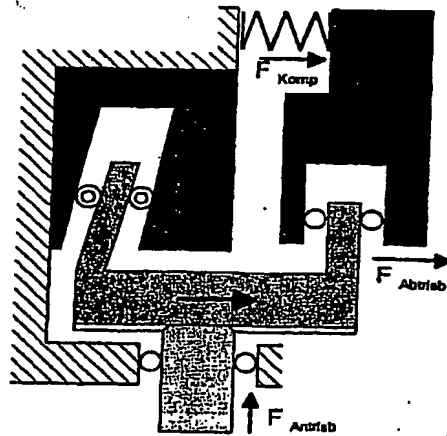
b) Umlenkhebel (u.U. mit ausgeprägt nichtlinearer Übersetzung)

Fig. 45



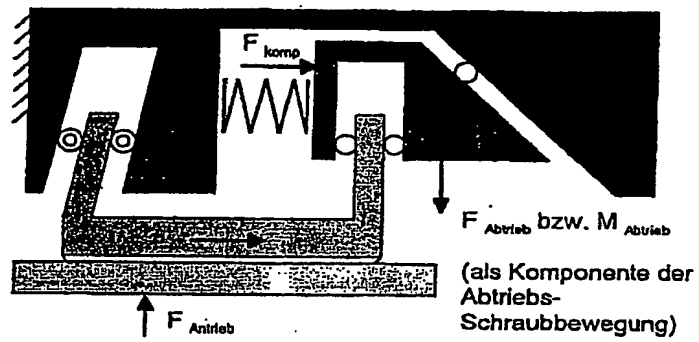
Kinematisches Schema eines Aktors

Fig. 46



Kinematisches Schema eines Aktors mit axial verschieblichen Rotor

Fig. 47



Kinematisches Schema eines Aktors mit schraubender Abtriebsbewegung

Fig. 48

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.